

**UNIVERSIDADE FEDERAL DE SANTA CATARINA
PROGRAMA DE PÓS-GRADUAÇÃO EM
ENGENHARIA MECÂNICA**

**RECUPERAÇÃO DE ÁGUA EM TORRES DE RESFRIAMENTO
POR MEIO DE ESTRUTURAS DE CONDENSAÇÃO POROSAS**

Dissertação submetida à

UNIVERSIDADE FEDERAL DE SANTA CATARINA

JOÃO CARLOS POZZOBON

Florianópolis, março de 2015

João Carlos Pozzobon

**RECUPERAÇÃO DE ÁGUA EM TORRES DE RESFRIAMENTO
POR MEIO DE ESTRUTURAS DE CONDENSAÇÃO POROSAS**

Dissertação submetida ao Programa
de Pós-Graduação em Engenharia
Mecânica da Universidade Federal
de Santa Catarina para a obtenção do
Grau de Mestre em Engenharia
Mecânica

Orientador: Prof.^a Marcia Barbosa
Henriques Mantelli, Ph.D.

Coorientador: Prof. Alexandre
Kupka da Silva, Ph.D.

Florianópolis
2015

Ficha de identificação da obra elaborada pelo autor
através do Programa de Geração Automática da Biblioteca Universitária
da UFSC.

Pozzobon, João Carlos

Recuperação de água em torres de resfriamento por meio de estruturas de condensação porosas / João Carlos Pozzobon - orientadora, Marcia Barbosa Henriques Mantelli - coorientador, Alexandre Kupka da Silva. - Florianópolis, SC, 2015. 130 p.

Dissertação (mestrado) - Universidade Federal de Santa Catarina, Centro Tecnológico. Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica.

Inclui referências

1. Engenharia Mecânica. 2. condensação em meio poroso. 3. termossifão. 4. torre de resfriamento. I. Mantelli, Marcia Barbosa Henriques. II. da Silva, Alexandre Kupka. III. Universidade Federal de Santa Catarina. Programa de PósGraduação em Engenharia Mecânica. IV. Título.

João Carlos Pozzobon

RECUPERAÇÃO DE ÁGUA EM TORRES DE RESFRIAMENTO POR MEIO DE ESTRUTURAS DE CONDENSAÇÃO POROSAS

Esta Dissertação foi julgada adequada para obtenção do Título de “Mestre em Engenharia Mecânica”, e aprovada em sua forma final pelo Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica

Florianópolis, 04 março de 2015.

Prof. Armando Albertazzi Gonçalves Jr., Dr.
Coordenador do Programa

Banca Examinadora:

Prof.^a Marcia Barbosa Henriques Mantelli, Ph.D.
Orientador
Universidade Federal de Santa Catarina

Prof. Alexandre Kupka da Silva, Ph.D.
Coorientador
Universidade Federal de Santa Catarina

Prof. Rogério Gomes de Oliveira, Dr.
Universidade Federal de Santa Catarina

Prof. Thiago Antonini Alves, Dr.
Universidade Tecnológica Federal do Paraná

Luis Tadeu Furlan, Ph.D.
Petrobrás – Petróleo Brasileiro S.A.

AGRADECIMENTOS

Em primeiro lugar gostaria de agradecer toda a minha família, principalmente a minha mãe pela paciência em me ouvir e pelas ideias revolucionárias.

Sou muito grato também a minha orientadora Prof.^a Marcia Barbosa Henriques Mantelli, por sua dedicação, compreensão e ajuda durante este mestrado. Devo agradecer também ao meu coorientador Prof. Alexandre Kupka da Silva, por estar sempre disponível a esclarecer minhas dúvidas, e que não foram poucas!

Ao meu grupo de amigos Ricardo Nabo, Lucas Alencar, Felipe Battisti e Franciene de Sá, agradeço pela amizade e companheirismo durante esses 2 anos.

Aos moradores da República do Bigode serei sempre grato pela companhia e insanidade, em especial ao Ricardo, Helton e Minoru.

Aos meus colegas do Laboratório de Tubos de Calor (Labtucal), Luiza Reses, João Gomes, Kênia Milanez, Leonardo Slongo, Gustavo Nuernberg, Juan Pablo e Nelson Pablon, Estevan Tavares, Alexandre Bittencourt, Julia Carneiro, Luis Cisterna, Luis Betancur, Andrés Cajamarca, Marcos Morteau, Tiago Alvarenga, Tiago Uhlmann, Guilherme Gomes, João Batista, Diorh Zunino, dentre outros integrantes por compartilharem o conhecimento e me apoiarem no ramo da pesquisa científica.

Ao meu amigo e Técnico do Labtucal, Leandro Carlos Setubal, pois sem ele este trabalho não teria saído do mundo das ideias.

Também agradeço ao Professor Thiago Antonini Alves, pelo auxílio no final deste trabalho.

Às minhas amigas Aline e Carol, que durante tantos anos sempre me apoiaram nas minhas decisões, meu muito obrigado.

Aos meus amigos do curso de Ciências da Computação e colegas do Projeto Integrar pelos bons momentos.

E por fim, aos funcionários da Universidade Federal de Santa Catarina, professores e outros amigos, aqui não mencionados, que contribuíram para a realização deste trabalho, a minha gratidão.

RESUMO

Torres de resfriamento são empregadas para o resfriamento de água utilizada em processos industriais. Neste procedimento, cerca de 2 a 3% do volume da água resfriada é expelida para o ambiente em uma mistura de vapor saturado e ar. Este volume de água pode ser significativo, se tornando um problema ambiental, especialmente em locais onde este insumo é escasso. Portanto, um processo que possa capturar, condensar e devolver à indústria parte desta água perdida por evaporação é importante quando se busca reduzir o consumo e empregar de forma racional este recurso. Neste sentido, o presente trabalho propõe o emprego de estruturas resfriadas por meio de conjunto de tubos de cobre, conectados em um circuito de água fria, que simulam o comportamento do evaporador de termossifões, localizados dentro das torres e em contato com o ar úmido e quente e cujos condensadores estão em contato com o ambiente. Para melhorar a performance destes dispositivos, duas estruturas de condensação em contato com os evaporadores são estudadas: uma formada por um conjunto de tubos de cobre aletados em contato com um meio poroso, e outra semelhante, porém, sem as aletas. O meio poroso estudado consiste em fitas flexíveis de aço inox espiraladas, semelhantes a uma esponja metálica porosa. Uma estrutura semelhante já foi previamente testada em bancadas adequadas, mostrando resultados promissores. Afim de testar a tecnologia proposta, foi construído em laboratório, em escala reduzida, uma torre de resfriamento de tiragem mecânica induzida com fluxo cruzado (com dupla entrada de ar). As estruturas de condensação foram inseridas no seu interior ao lado do enchimento. De uma forma simplificada, o processo a ser monitorado na torre de resfriamento assistida pelas estruturas consiste no escoamento de ar ambiente, que entra pelas laterais da torre passando pelo enchimento (sistema de calhas responsável por retardar a velocidade de escoamento da água, permitindo um maior tempo de contato entre ar e água). Depois de umidificado, o ar percola o meio poroso (estrutura de condensação), o que permite a condensação de parte do vapor contido no ar úmido. Este condensado é, por efeito da gravidade, conduzido até bandejas de recolhimento localizadas na região inferior da torre sendo o seu volume medido. O aparelho experimental em escala reduzida permite controlar a velocidade do ventilador, a temperatura e a vazão mássica de água para

ser arrefecida e a temperatura e a vazão da água para ser utilizado nos tubos de cobre que simulam os termossifões. A umidade do ar ambiente e temperatura são variáveis não controladas. Os resultados apontam que a estrutura de condensação sem aleta apresentou uma capacidade maior em recuperar água, com uma porcentagem máxima de 9,36 % da água perdida pela torre, em relação à estrutura contendo aletas, com 8,18% de recuperação máxima. Esta diferença pode estar relacionada com a disposição do meio poroso nos tubos de cobre, a quantidade de meio poroso e o método de construção adotado para confeccionar as estruturas. Estudos preliminares mostram um potencial maior de recuperação de água que deve ser buscado na continuação da presente dissertação.

Palavras-chave: condensação em meio poroso, termossifão, torre de resfriamento, desumidificação.

ABSTRACT

Cooling towers are used to cool the water utilized in industrial processes. Through this process, roughly 2 to 3% of the volume of the cooled water is lost to the environment as a mixture of saturated steam and air. This volume of water can be significant, becoming an environmental problem, especially in places where this input is scarce. Therefore, a process that can condense, capture and return part of this water to the industry is important when seeking to reduce consumption and employ rationally this resource. In this sense, this work proposes the use of structures passively cooled through a set of copper tubes, connected in a cold water circuit, which simulate the thermosyphon evaporator behavior, located inside the towers and in contact with moist air and hot and whose capacitors are in contact with the environment. To improve the performance of these devices, two types of condenser structures, which are attached to the evaporators, are studied: one formed by a set of finned copper tubes in contact with a porous medium, and another that uses the same structure, however, without the fins. The porous medium is composed by flexible highly twisted metallic tapes, which works like porous metal foams. The condensation within this structure has previously been tested in an appropriate apparatus, showing promising results. In order to test the proposed technology, it was built in the laboratory, on a smaller scale, a mechanical draft cooling tower, cross-flow induced and with dual air intake. The condensation structures were inserted inside, next to the two fillings, which, in turn, are located close to the tower lateral walls. Therefore, the main parameter to be monitored in the cooling tower assisted by these structures is the flow of air, which enters through the side of the tower through the filling (system responsible for slowing the rate of flow of water, allowing greater contact time between air and water). After humidified, air percolates through the porous (condensation structure), which allows the condensation of the steam contained in the humid air. Therefore, as the condensed vapor forms water, droplets, these are dragged by gravity and conducted at a specific reservoir located in the bottom region of the tower. The experimental small-scale apparatus can control the fan speed, temperature and water flow to be cooled and the temperature and flow of water to be used in copper tubes, which mimic the thermosyphon. The humidity of the ambient air temperature and are not controlled variables. The results show that the condensation structure without fins had a greater ability to recover water, with a maximum percentage of 9.36% of the water lost by the tower, in

comparison with the structure containing fins, which recovers the maximum of 8.18%. This difference may be related to the arrangement of the porous copper pipes, the amount of the porous medium and the method of construction adopted for making the structures. Preliminary studies show a greater potential for water recovery to be pursued in the continuation of this dissertation.

Keywords: condensation in porous media, thermosyphon, cooling tower, dehumidification.

LISTA DE FIGURAS

Figura 1 - Carta psicrométrica ASHRAE N° 1	29
Figura 2 - Calor sensível e latente	30
Figura 3 - Processo de resfriamento e aquecimento sensível	31
Figura 4 - Processo de resfriamento e desumidificação do ar úmido	31
Figura 5 - Processo de aquecimento e umidificação do ar	32
Figura 6 - Processo de umidificação	33
Figura 7 - Esponja metálica proposta para constituir o meio poroso	34
Figura 8 - Caracterização dimensional do meio poroso utilizado nas estruturas de condensação	35
Figura 9 - Condensação em filme e em gotas, respectivamente.....	36
Figura 10 - Esquema de condensação em filme	38
Figura 11 - Condensação na presença de gás não condensável.....	41
Figura 12 - Variação do coeficiente de transferência de calor em relação a fração mássica de ar.....	44
Figura 13 - Torre de resfriamento de <i>Barnard</i> projetada no século 19 .	46
Figura 14 - Temperatura do ar e água ao longo de uma torre resfriamento contracorrente.....	46
Figura 15 - Torre de resfriamento fluxo contracorrente	48
Figura 16 - Torre de resfriamento com fluxo cruzado	49
Figura 17 - Exemplos de torres de resfriamento segundo a classificação por meio da tiragem do ar	50
Figura 18 - Transferência de calor e massa entre a água, filme, e ar.....	52
Figura 19 - Esquema de funcionamento de um termossifão	55
Figura 20 - Possíveis fluidos de trabalho em função da temperatura de operação	55
Figura 21 - Torres de resfriamento de fluxo cruzado da REPLAN.....	58
Figura 22 - Torre de resfriamento real e em escala reduzida	59
Figura 23 - Desenho esquemático da torre de resfriamento em escala reduzida 1:20.....	60
Figura 24 - Vista frontal da torre de resfriamento em escala reduzida..	61
Figura 25 - Componentes auxiliares do sistema de aquecimento de água	62
Figura 26 - Componentes auxiliares do sistema de refrigeração de água	63
Figura 27 - Suporte metálico para os tubos de cobre	64
Figura 28 - Estrutura com 30 tubos.....	65
Figura 29 - Estrutura com 15 tubos.....	65
Figura 30 - Estrutura porosa (tubos + meio poroso).....	66
Figura 31 - Matriz para a confecção das aletas	67

Figura 32 - Aleta de cobre dimensionada	67
Figura 33 - Estrutura com aletas	68
Figura 34 - Estrutura porosa (tubos + aleta + meio poroso).....	68
Figura 35 - Estrutura porosa (tubo + meio poroso) e estrutura porosa (tubo + aleta + meio poroso), nesta ordem.....	69
Figura 36 - Medidor de vazão da água aquecida.....	70
Figura 37 - Sistema de aquisição de temperatura.....	71
Figura 38 - Termoanemômetro Omega® HHF 1000	72
Figura 39 - Sensor de umidade relativa.....	72
Figura 40 - Sistema de aquisição de dados marca AHLBORN modelo ALMEMO 2490.....	73
Figura 41 - Tanque AQ graduado - sem e com <i>bypass</i> respectivamente	74
Figura 42 - Reservatórios de vidro graduados	75
Figura 43 - Desenho esquemático da torre de resfriamento com a estrutura de condensação	79
Figura 44 - Desenho esquemático da bancada experimental	80
Figura 45 - Ambiente dos testes no Laboratório de Petróleo e Gás	80
Figura 46 - Pontos de medição em dutos circulares de acordo com a regra de <i>log-linear</i>	83
Figura 47 - Localização dos pontos de medição de acordo à regra <i>log- linear</i> , na seção de teste.....	84
Figura 48- Modelo esquemático da torre de resfriamento em escala reduzida com as variáveis envolvidas no processo de resfriamento	92
Figura 49 - Resultados experimentais e do modelo matemático para as três repetições para a configuração teste N.º 01	100
Figura 50 - Resultados experimentais e do modelo matemático para as três repetições para a configuração teste N.º 02.....	101
Figura 51 - Resultados experimentais e do modelo matemático para as três repetições para a configuração teste N.º 03.....	101
Figura 52 - Resultados experimentais e do modelo matemático para as três repetições para a configuração teste N.º 04.....	102
Figura 53 - Comparação entre a quantidade de água expelida para o ambiente e recuperada pela estrutura de condensação com tubos.....	111
Figura 54- Comparação entre a quantidade de água expelida para o ambiente e recuperada pelas estruturas de condensação porosas.....	116
Figura 55 - Comparação dos melhores resultados	119

LISTA DE TABELAS

Tabela 1 - Composição do ar seco segundo	24
Tabela 2 - Velocidades [m/s] nos pontos da seção de medição, conforme a Figura 47, para o ventilador trabalhando com 1/3 da potência máxima.	84
Tabela 3 - Velocidades [m/s] nos pontos da seção de medição, conforme a Figura 47, para o ventilador trabalhando com 1/4 da potência máxima	85
Tabela 4 - Velocidade [m/s] de cada ponto da seção do ventilador para os testes com as estruturas porosas - 1/3 da potência nominal.....	85
Tabela 5 - Velocidade [m/s] de cada ponto da seção do ventilador para os testes com as estruturas porosas - 3/7 da potência nominal.....	85
Tabela 6 - Resultado do modelo computacional em EES TM visando a determinação do número de tubos das estruturas de condensação.....	88
Tabela 7 - Configuração dos testes de reconhecimento das condições de operação da bancada experimental	89
Tabela 8 - Configuração de testes da torre operando em vazio (<i>benchmark</i>)	90
Tabela 9 - Configuração de testes da estrutura de condensação em tubos sem meios porosos	90
Tabela 10 - Configuração de testes da estrutura de condensação em tubos com meios porosos	91
Tabela 11 - Incerteza expandida do volume da água expelida para o ambiente e recuperada.....	95
Tabela 12 - Incerteza das medidas diretas	96
Tabela 13 - Temperatura e umidade relativa do ar na entrada e saída da torre para os testes de reconhecimento da bancada experimental	98
Tabela 14 - Quantidade de água expelida para o ambiente obtida com o tanque AQ e a partir de modelo matemático, para os testes de reconhecimentos das torres	99
Tabela 15a - Temperatura e umidade relativa do ar na entrada e saída da torre no operando em “vazio” (<i>benchmark</i>)	103
Tabela 16a - Temperatura de entrada e saída da água a ser refrigerada para torre operando em vazio (<i>benchmark</i>).....	105
Tabela 17 - Quantidade de água expelida para o ambiente de acordo com tanque AQ	107
Tabela 18 - Temperatura e umidade relativa do ar na entrada e saída da torre com a estrutura de condensação de tubos de cobre.....	108
Tabela 19 - Temperatura de entrada e saída da água a ser refrigerada para os testes com a estrutura de condensação com tubos de cobre....	109

Tabela 20 - Quantidade de água expelida para o ambiente e recuperada pela estrutura de condensação de tubos de cobre	110
Tabela 21 - Quantidade de água expelida para o ambiente nos testes com a estrutura de condensação formada por tubos de cobre	111
Tabela 22 - Temperatura da água de refrigeração e taxa de transferência de calor removido da estrutura de condensação com tubos de cobre...	112
Tabela 23 - Temperatura e umidade relativa do ar na entrada e saída da torre com as estruturas de condensação porosas	113
Tabela 24 - Temperatura de entrada e saída da água a ser refrigerada para os testes com a estrutura de condensação com meio poroso	114
Tabela 25 - Quantidade de água perdida no processo de refrigeração e para o ambiente e recuperada pela estrutura de condensação com meio poroso.....	115
Tabela 26 - Quantidade de água recupera por cada estrutura de condensação porosa	116
Tabela 27 - Temperatura da água de refrigeração e taxa de calor removido da estrutura de condensação com meio poroso.....	118
Tabela 28 - Comparação dos melhores resultados	119

LISTA DE SÍMBOLOS

Alfabeto latino

Símbolo	Definição	Unidade
a	Superfície de água estendida por volume	$[m^{-1}]$
c_p	Calor específico à pressão constante	$[J/(kg\ K)]$
d_v	Umidade absoluta	$[kg/m^3]$
g	Aceleração da gravidade	$[m/s^2]$
G	Vazão mássica do ar na torre	$[kg/s]$
h	Entalpia específica	$[J/kg]$
h_{lv}	Entalpia de mudança de fase vapor-líquido	$[J]$
\bar{h}_L	Coefficiente convectivo médio	$[W/(m^2\ K)]$
K	Condutividade térmica	$[W/(m^2\ K)]$
L	Vazão mássica de água a ser refrigerada	$[kg/s]$
M	Massa	$[kg]$
\dot{m}	Vazão mássica	$[kg/s]$
n	Número de mols	$[mol]$
P ou p	Pressão	$[Pa]$
\dot{q}	Taxa de transferência de calor	$[W]$
R	Constante universal dos gases ideais	$[J/(mol\ K)]$
T	Temperatura	$[K]$
t	Temperatura	$[^{\circ}C]$
T_w	Temperatura da parede	$[K]$
u	Componente da velocidade na direção x	$[m/s]$
v	Componente da velocidade na direção y	$[m/s]$
V	Volume	$[m^3]$
W	Umidade absoluta	$[kg/kg]$
x	Fração molar	$[mol/mol]$
X	Concentração mássica	$[kg/kg]$

Alfabeto grego

α_D^*	Propriedade adimensional do sistema	[-]
γ	Umidade específica	[-]
μ	Grau de saturação	[-]
μ_L	Viscosidade dinâmica	[Pa s]
ρ	Massa específica	[kg/m ³]
φ	Umidade relativa	[%]
ϑ	Volume específico	[m ³ /kg]

Índices

a	Ar
amb	Ambiente
AQ	Água a ser resfriada
AF	Água de refrigeração
da	Ar seco
g	Gás
L	Líquido
m	Mistura
rec	Recuperado
sat	Saturação
w	Vapor de água
ws	Vapor saturado

SUMÁRIO

1. INTRODUÇÃO	21
1.1. OBJETIVOS.....	22
1.2. ESTRUTURA DO TRABALHO	23
2. REVISÃO BIBLIOGRÁFICA.....	24
2.1. PSICROMETRIA.....	24
2.2. MATERIAIS POROSOS.....	33
2.3. CONDENSAÇÃO.....	36
2.3.1. <i>Condensação em filme sobre uma placa vertical.....</i>	<i>37</i>
2.3.2. <i>Condensação na presença de gás não condensável.....</i>	<i>40</i>
2.3.3. <i>Condensação em meios porosos.....</i>	<i>44</i>
2.4. TORRE DE RESFRIAMENTO	45
2.5. TERMOSSIFÃO	54
2.6. EQUIPAMENTOS PARA CONDENSAÇÃO EM TORRES DE RESFRIAMENTO – ESTADO DA ARTE	56
3. APARATO EXPERIMENTAL.....	58
3.1. TORRE DE RESFRIAMENTO EM ESCALA REDUZIDA	58
3.2. COMPONENTES AUXILIARES.....	61
3.3. ESTRUTURAS DE CONDENSAÇÃO	63
3.4. SISTEMA DE MEDIÇÃO	69
3.4.1. <i>Armazenamento de dados.....</i>	<i>69</i>
3.4.2. <i>Medidor de vazão.....</i>	<i>70</i>
3.4.3. <i>Sistema de aquisição de temperatura.....</i>	<i>70</i>
3.4.4. <i>Medidor de velocidade.....</i>	<i>71</i>
3.4.5. <i>Medidor de umidade.....</i>	<i>72</i>
4. METODOLOGIA E MODELAGEM DO EXPERIMENTO	76
4.1. METODOLOGIA.....	76
4.2. MEDIÇÃO DE PARÂMETROS.....	81
4.2.1. <i>Vazão das bombas hidráulicas.....</i>	<i>81</i>
4.2.3. <i>Velocidade do Ventilador.....</i>	<i>81</i>
4.2.2. <i>Temperatura da água aquecida e de refrigeração.....</i>	<i>86</i>
4.2.4. <i>Número de tubos.....</i>	<i>86</i>
4.2.5. <i>Número de aletas e densidade do meio poroso.....</i>	<i>88</i>
4.2.6. <i>Plano de testes.....</i>	<i>89</i>
4.3. MODELAGEM TERMODINÂMICA	91
5. RESULTADOS E DISCUSSÕES	97

5.1. TESTES DE RECONHECIMENTO DA BANCADA EXPERIMENTAL.....	97
5.2. TORRE DE RESFRIAMENTO EM “VAZIO” (<i>BENCHMARK</i>) ..	102
5.3. ESTRUTURA DE CONDENSAÇÃO COM TUBOS.....	107
5.4. ESTRUTURA DE CONDENSAÇÃO COM MEIO POROSO	112
5.5. COMPARAÇÃO DOS RESULTADOS.....	118
6. CONSIDERAÇÕES FINAIS	120
6.1. CONCLUSÃO	120
6.2.SUGESTÕES PARA TRABALHOS FUTUROS	122
REFERÊNCIAS.....	123
APÊNDICE A - CODIGO COMPUTACIONAL DO MODELO DE CONDENSAÇÃO DE NUSSELT.....	129

1. INTRODUÇÃO

As refinarias de petróleo são conhecidas por consumirem uma enorme quantidade de água. Apenas em 2009 o consumo destas chegou a 254.093 m³/dia de água em todo o Brasil. Este volume é utilizado em unidades de processo, sistema de geração de vapor, torres de resfriamento, combate a incêndios e também para consumo humano (POMBO, 2011).

Estima-se que, para cada litro de óleo processado, um litro de água tratada seja necessário. Portanto, com as atuais dificuldades em se obter outorgas para novas captações ou até mesmo indisponibilidade do recurso em muitas regiões onde as plantas de refino estão localizadas, torna-se fundamental o reuso de água nestas instalações (FURTADO, 2013).

Pelo exposto, políticas de racionalização de água, assim como pesquisas tecnológicas que busquem a redução da retirada deste recurso natural das bacias hidrográficas, têm sido incentivadas por empresas e governos. A Petrobrás, junto com centros de pesquisas e universidades, têm concentrado esforços e recursos com o objetivo de propor procedimentos e tecnologias que permitam o uso racional da água em suas refinarias e escritórios (FURTADO, 2013).

Um dos equipamentos que apresenta maior consumo de água em uma refinaria é a torre de resfriamento, uma vez que, no processo de resfriamento da água de uso industrial, cerca de 2 a 3% desta água resfriada é perdida para o ambiente em forma de vapor. Assim, um processo capaz de captar, condensar e devolver à indústria parte desta água perdida por evaporação é uma alternativa de grande potencial de aplicação, visando a redução e uso racional deste insumo.

Nesse âmbito, o Laboratório de Tubos de Calor (Labtucal) localizado na Universidade Federal de Santa Catarina, vem realizando pesquisas financiadas pela Petrobrás desde 2009, com resultados promissores. Dentro do projeto Desenvolvimento de Processos e Equipamentos para a Conservação de Recuperação de Recursos Hídricos (Hidriter), desenvolveu-se uma estrutura porosa metálica, a ser resfriada por termossifões e localizada no interior de torres de resfriamento, capaz de resfriar, condensar e recolher parte do vapor de água produzido pela torre e liberado para a atmosfera. Esta estrutura já foi testada por Costa *et al.* (2014) em bancadas adequadas para o estudo da condensação em meios porosos, mas não simulam condições reais de operação. Pretende-se neste trabalho estudar experimentalmente estas

estruturas em uma bancada em escala reduzida, que simula as condições reais de operação deste equipamento em desenvolvimento.

A estrutura porosa a ser pesquisada é composta por esponjas metálicas porosas e flexíveis de uso doméstico, resfriadas por termossifões que conectam termicamente o meio poroso com o ambiente. Neste trabalho, os termossifões serão simulados por tubos de cobre refrigerados e serão inseridos no interior da torre de resfriamento, próximos ao seu enchimento.

Tendo em vista a experiência preliminar do Labtucal nesta linha de pesquisa, foram selecionados parâmetros controláveis que devem influenciar a condensação da água e seu recolhimento com o meio poroso, sendo eles: o número de tubos termossifões, o número e a geometria das aletas destes tubos, densidade do meio poroso, velocidade do ventilador, temperatura e vazão da água a ser refrigerada, temperatura e vazão da água utilizada na refrigeração dos tubos. Para tanto, serão testadas diferentes configurações entre estes parâmetros, com o intuito de se obter o arranjo que melhor satisfaça tanto a operação da bancada quanto a capacidade de recuperar a maior quantidade de água possível.

1.1. OBJETIVOS

Visando a redução do consumo de água em refinarias de petróleo, este trabalho de mestrado tem como objetivo geral construir uma estrutura porosa, que seja capaz de captar e condensar o vapor de água expelido para o ambiente no processo de refrigeração de água em torre de resfriamento.

Os objetivos específicos são:

- Definir as variáveis e suas configurações que serão analisadas neste trabalho;
- Definir um modelo matemático para a torre de resfriamento;
- Construir as estruturas de condensação propostas;
- Avaliar a influência das variáveis na perda de água para o ambiente;
- Medir a quantidade de água perdida durante o processo de resfriamento da mesma na torre em escala reduzida;
- Medir a quantidade de água recuperada pelas estruturas de condensação;
- Determinar a taxa de transferência de calor necessária para a condensação do vapor nas estruturas estudadas.

1.2. ESTRUTURA DO TRABALHO

Com o intuito de organizar, facilitar e auxiliar a compreensão deste trabalho, este está dividido em seis capítulos separados em: introdução, revisão bibliográfica, aparato experimental, metodologia e modelagem do experimento, resultados e considerações finais.

Na introdução, apresenta-se sucintamente a motivação e justificativas do presente trabalho, assim como seus objetivos.

No capítulo de revisão bibliográfica, apresentam-se os conceitos fundamentais necessários para desenvolver o trabalho proposto, incluindo teorias e equacionamentos básicos sobre psicrometria, meios porosos, condensação, equações sobre torre de resfriamento e termossifões, dentre outros temas.

No terceiro capítulo desta dissertação, apresentam-se a bancada experimental, e todos seus componentes, as estruturas de condensação propostas e os sistemas de medições utilizados

No quarto capítulo, expõe-se a metodologia empregada e uma descrição dos testes executados, além da modelagem termodinâmica empregada para a torre em escala reduzida.

No penúltimo capítulo, mostram-se os resultados obtidos a partir dos testes experimentais realizados, assim como as análises e conclusões.

No capítulo final, são apresentadas a conclusão geral do trabalho e propostas para trabalhos futuros, baseadas nos resultados do presente estudo.

2. REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

Neste capítulo é apresentada uma revisão de todos os conceitos necessários para a compreensão dos fenômenos físicos abordados neste trabalho, incluindo conteúdos de psicrometria, transferência de calor em meios porosos, fenômenos de condensação, teorias sobre o funcionamento de torres de resfriamento e termossifões.

2.1. PSICROMETRIA

Psicrometria, termo derivado da palavra “psicrômetro”, criada em 1825 por *Ernest Ferdinand August* para nomear seu termômetro de bulbo úmido, denomina a ciência que estuda as propriedades termodinâmicas do ar úmido. Conhecimentos de psicrometria são empregados na análise de determinados processos como: secagem, umidificação, resfriamento, aquecimento, dentre outros. Por conseguinte, o conhecimento desta ciência é de fundamental importância para projetos e seleção de equipamentos de refrigeração, condicionamento de ar, ventilação e meteorologia (ASHRAE, 2001 e BRITTO, 2010).

Os principais parâmetros empregados na psicrometria são: umidade específica, umidade absoluta, umidade absoluta, massa específica, grau de saturação, umidade relativa, temperatura de bulbo úmido e temperatura de orvalho. Estes parâmetros e outros conceitos fundamentais serão expostos a seguir segundo ASHRAE (2001).

As equações e conceitos apresentados nesta seção são baseados na composição do ar seco encontrado na atmosfera, como apresentado na Tabela 1. O peso molecular do ar seco é 28,9645 g e do vapor de água 18,01528 g.

Tabela 1 - Composição do ar seco segundo

Substância	Peso Molecular [g]	Fração molar presente no ar seco
Nitrogênio	28,016	0,2095
Oxigênio	32,000	0,7809
Argônio	39,944	0,0093
Dióxido de Carbono	44,010	0,0003

FONTE: Threlkeld, 1970

Entende-se por umidade absoluta (W) a razão entre a massa de vapor de água (M_w) e a massa de ar seco (M_{da}) presente em uma

amostra de ar úmido, como representada na equação:

$$W = M_w / M_{da} \quad (2.1.1)$$

A umidade absoluta também pode ser representada em função da fração molar entre o vapor de água (x_w) e o ar seco (x_{da}), através da expressão:

$$W = 0,62198(x_w / x_{da}) \quad (2.1.2)$$

A umidade específica (γ) é determinada pela razão entre a massa de vapor de água e a massa total do ar úmido presente em uma determinada amostra, ou seja:

$$\gamma = M_w / (M_{da} + M_w) \quad (2.1.3)$$

Este parâmetro também pode ser expresso em função da umidade absoluta, por:

$$\gamma = W / (1 + W) \quad (2.1.4)$$

O conceito de umidade atual (d_v) é apresentado como a quantidade de massa de vapor de água presente no volume total de uma amostra de ar úmido, ou seja:

$$d_v = M_w / V \quad (2.1.5)$$

O grau de saturação ($\tilde{\mu}$) é descrito como a razão entre a umidade absoluta (W) e a umidade absoluta quando o ar úmido se encontra saturado (W_s), sendo dado por:

$$\tilde{\mu} = \frac{W}{W_s} \Big|_{T,P} \quad (2.1.6)$$

Estes parâmetros devem estar calculados para uma mesma temperatura e pressão atmosférica.

Já a umidade relativa (ϕ) relaciona a fração molar de vapor de água (x_w) presente em um determinado volume de ar dividida pela fração molar de vapor de água na saturação (x_{ws}), ambas na mesma

temperatura e pressão, ou seja:

$$\varphi = \frac{x_w}{x_{ws}} \Big|_{T,P} \quad (2.1.7)$$

Por outro lado, a temperatura medida por um termômetro convencional é denominada de temperatura de bulbo seco (TBS), enquanto que a temperatura de orvalho ou temperatura de ponto de orvalho (DP) expressa a mínima temperatura de bulbo seco na qual uma determinada mistura de ar com vapor consegue manter a água no estado de vapor, ou seja, é a temperatura limite a partir da qual o vapor presente em uma amostra de ar úmido se condensa em uma determinada pressão.

A temperatura de bulbo úmido (TBU) está associada a medida de temperatura de um bulbo seco coberto por uma malha porosa molhada, sendo esta medida influenciada pelo processo de evaporação de água (no estado líquido ou sólido) do meio poroso para o ar a uma determinada TBS e umidade.

Outra variável fundamental para o trabalho proposto é a pressão de saturação do vapor de água (p_{ws}), essencial para os cálculos de umidade absoluta e de fração molar. A seguinte equação proposta por Hyland e Wexler (1983) pode ser utilizada para determinar os valores da p_{ws} para uma mistura de vapor e ar à uma temperatura de 0 à 573 K:

$$\ln p_{ws} = \frac{C_1}{T} + C_2 + C_3 T + C_4 T^2 + C_5 T^3 + C_6 \ln T \quad (2.1.8)$$

Sendo que,

$$C_1 = -5800,2206,$$

$$C_2 = 1,3914993,$$

$$C_3 = -4,8640239 \cdot 10^{-2},$$

$$C_4 = 4,1764768 \cdot 10^{-5},$$

$$C_5 = -1,4452093 \cdot 10^{-8},$$

$$C_6 = 6,5459673,$$

T = temperatura absoluta da amostra de ar úmido.

O ar úmido será considerado, para o desenvolvimento dos próximos conceitos, como um gás perfeito, de forma que a equação de *Clapeyron* e a Lei de *Dalton* podem ser aplicadas. A Lei de *Dalton* estabelece que a pressão exercida por cada um dos seus componentes de uma mistura gasosa, é independente dos outros componentes, e que cada um destes obedecem a equação de gás ideal (KONDEPUDI,

PRIGOGINE, 1998). Esta hipótese pode ser admitida porque, segundo Kuehn *et al.* (1998), a umidade absoluta, a entalpia e o volume específico, para ar saturado a pressão atmosférica e temperaturas entre - 50 a 50 °C determinadas segundo estas considerações, apresentam um erro de apenas 0,7%, quando comparados aos valores encontrados por equações específicas propostas por Hyland e Wexler (1983).

Assim, para a mistura gasosa ar seco e vapor de água, as seguintes equações podem ser empregadas:

$$p_{da}V = n_{da}RT \quad (2.1.9)$$

$$p_wV = n_wRT \quad (2.1.10)$$

$$(p_{da} + p_w)V = (n_{da} + n_w)RT \quad (2.1.11)$$

em que, p_{da} e p_w são as pressões parciais do ar seco e do vapor de água respectivamente, V o volume total da mistura, n_{da} e n_w o número de moles de ar seco e vapor de água, respectivamente, R constante universal dos gases ideais, que vale 8314,14 J/(kg mol K) e T temperatura absoluta em Kelvin.

Com a combinação das Equações 2.1.9, 2.1.10 e 2.1.11 é possível obter o valor da fração molar em função da pressão parcial de cada componente e da pressão total (p), ou seja:

$$x_{da} = p_{da}/p \quad (2.1.12)$$

$$x_w = p_w/p \quad (2.1.13)$$

Da Equação 2.1.2 pode se, então, correlacionar a umidade absoluta com a pressão parcial do vapor, como segue:

$$W = 0,62198 \frac{p_w}{p - p_w} \quad (2.1.14)$$

De forma semelhante é possível escrever a umidade relativa, também em função da pressão parcial de vapor a partir da Equação 2.1.7, resultando em:

$$\varphi = \frac{p_w}{p_{ws}} \Big|_{T,p} \quad (2.1.15)$$

O volume específico do ar seco (ϑ), pode ser determinado em função da massa do ar seco (M_a) e o volume (V) da amostra em estudo, através da equação:

$$\vartheta = V/M_{da} \quad (2.1.16)$$

Com a substituição das Equações 2.1.9 e 2.1.14 na Equação 2.1.16 é possível obter seguinte expressão para o volume específico, considerando a pressão total expressa em kPa:

$$\vartheta = 0.2871 T (1 + 1.6078W)/p \quad (2.1.17)$$

A partir da definição da massa específica para o ar úmido tem-se:

$$\rho = \frac{(M_{da}+M_w)}{V} = \frac{(1+W)}{\vartheta} \quad (2.1.18)$$

A entalpia específica (h) é uma variável importante para a determinação da quantidade de energia envolvida em processos de resfriamento e aquecimento e pode ser expressa em função das entalpias parciais de cada componente da seguinte forma:

$$h = h_{da} + Wh_{ws} \quad (2.1.19)$$

Já, as entalpias específicas do ar seco (h_{da}) e do vapor de água saturado (h_g) são determinadas seguintes equações, respectivamente, onde t representa a temperatura em °C:

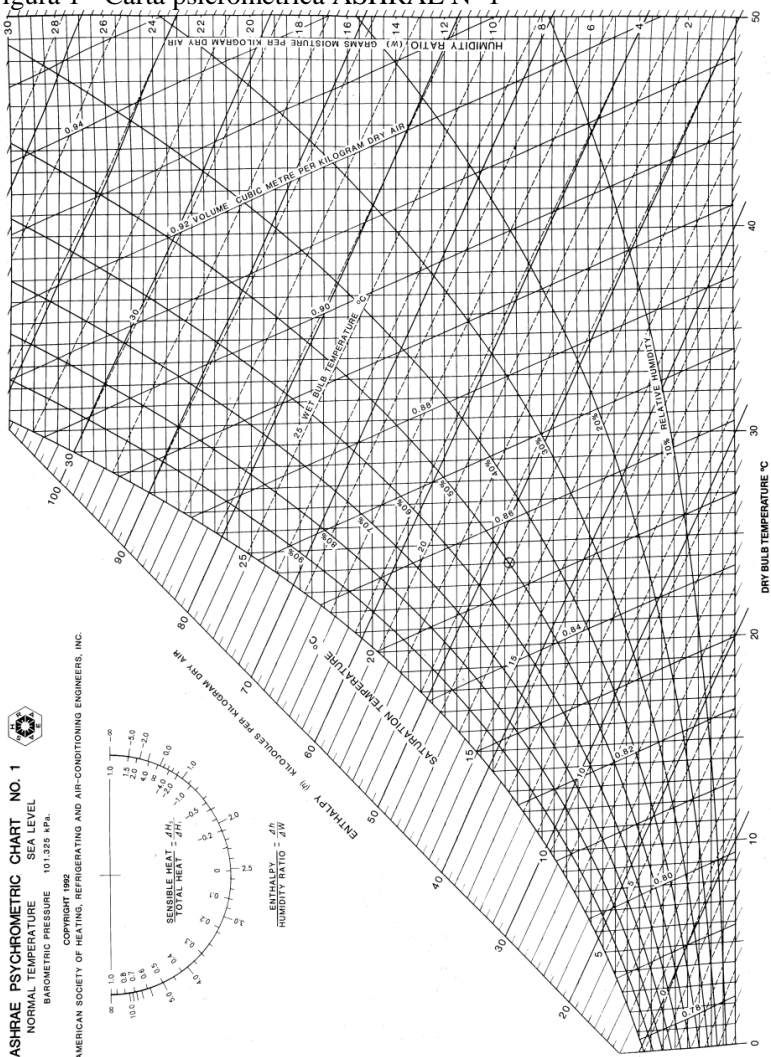
$$h_{da} \approx 1,006 t \quad (2.1.20)$$

$$h_{ws} \approx 2501 + 1,805 t \quad (2.1.21)$$

Por outro lado, cartas psicrométricas são amplamente utilizadas na solução de problemas envolvendo umidade do ar, uma vez que correlaciona as variáveis de temperatura de bulbo seco, temperatura de bulbo úmido, temperatura de orvalho, umidade relativa, pressão total, umidade absoluta, entalpia e volume específico. Na Figura 1 é apresentada uma carta psicrométrica segundo ASHRAE (2001) para uma pressão de 101325 Pa (pressão atmosférica ao nível do mar).

Para se determinar completamente o estado termodinâmico de uma amostra de ar úmido utilizando a carta psicrométrica, é necessário conhecer a pressão e temperatura de bulbo seco e mais outra variável termodinâmica qualquer.

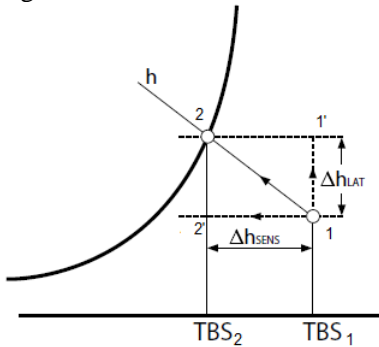
Figura 1 - Carta psicrométrica ASHRAE N° 1



Fonte: ASHRAE, 2001

Com a carta psicrométrica é possível quantificar as cargas térmicas envolvidas em um processo onde ocorra variação de umidade, como demonstrado na Figura 2. Neste processo, calor sensível varia entre o ponto 1 e 2', enquanto calor latente varia entre os pontos 1 para o 1' e um processo adiabático entre o ponto 1 e o ponto 2.

Figura 2 - Calor sensível e latente



Fonte: Britto, 2010

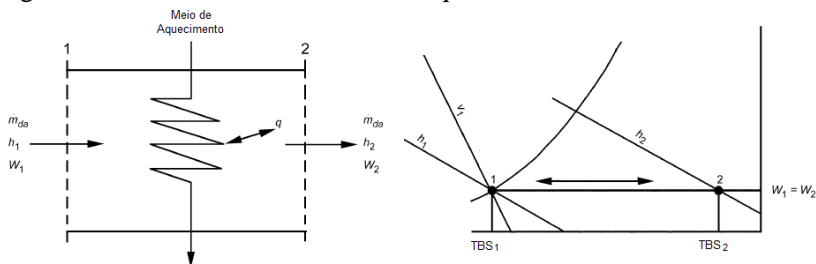
O aquecimento sensível do ar úmido, à umidade constante, é um processo cujo entendimento e modelagem emprega conceitos de psicrometria. Tal fenômeno pode ocorrer quando ar úmido escorre sobre uma superfície aquecida ou resfriada, ocorrendo o aquecimento ou resfriamento sensível deste fluxo (THRELKELD, 1970). Note-se que, para haver apenas resfriamento sensível é necessário que a temperatura da superfície resfriada esteja maior que a temperatura do ponto de orvalho. A Figura 3 mostra um esquema destes dois processos sobre uma carta psicrométrica. Aplicando-se as equações de balanço de energia e massa tem-se, respectivamente:

$${}_1\dot{q}_2 = \dot{m}_{da} (h_2 - h_1) \quad (2.1.22)$$

$$\dot{m}_{da,1} W_1 = \dot{m}_{da,2} W_2 \quad (2.1.23)$$

em que, ${}_1\dot{q}_2$ é a taxa de transferência de calor retirado (em caso de resfriamento) ou adicionado (em caso de aquecimento) e \dot{m}_{da} representa a vazão mássica de ar seco, sendo que os subíndices 1 e 2 representam os pontos 1 e 2 respectivamente do esquema apresentado na Figura 3.

Figura 3 - Processo de resfriamento e aquecimento sensível



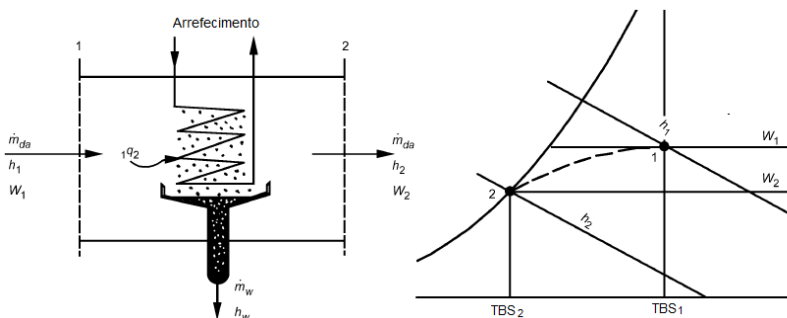
Adaptado de: ASHRAE, 2001

Aplicando-se a Equação 2.1.19 na Equação 2.1.22, e considerando a umidade absoluta constante, é possível encontrar a seguinte expressão:

$${}_1\dot{q}_2 = \dot{m}_{da} (t_2 - t_1)(1,006 + 1,805W) \quad (2.1.24)$$

Desumidificação de ar úmido por refrigeração é outro processo típico onde são aplicados os conceitos da psicrometria. Neste processo, o ar úmido é arrefecido até atingir uma temperatura abaixo da temperatura de ponto de orvalho (DOSSAT, 2004). Este é o processo ilustrado pelos pontos 1 (condições iniciais) e 2 (condições finais), de acordo com a Figura 4. As seguintes equações são empregadas para o balanço de energia e massa, respectivamente (ASHRAE, 2001),

Figura 4 - Processo de resfriamento e desumidificação do ar úmido



Adaptado de: ASHRAE, 2001

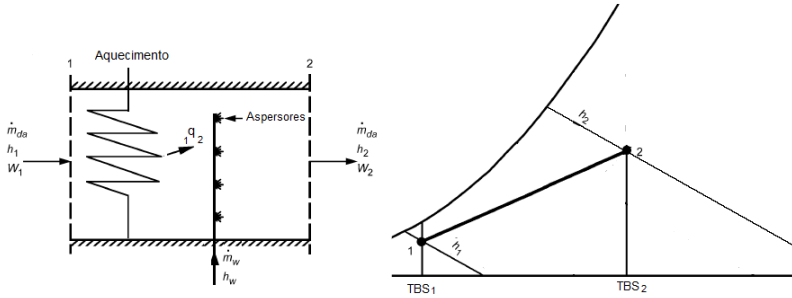
$${}_1q_2 = \dot{m}_{da,1}h_1 - \dot{m}_{da,2}h_2 - \dot{m}_w h_{w2} \quad (2.1.25)$$

$$\dot{m}_w = \dot{m}_{da}(W_1 - W_2) \quad (2.1.26)$$

onde, ${}_1q_2$ é a taxa de transferência de calor retirado do ar úmido, \dot{m}_{da} e \dot{m}_w os fluxos mássicos do ar seco e da água condensada, e h_{w2} a entalpia do condensado, à temperatura TBS_2 .

Em um sistema em que há a combinação aquecimento e umidificação do ar, como ilustrado na Figura 5, além do ar úmido ser aquecido por uma superfície aquecida ele também é, através de aspersores, por exemplo, umidificado. As equações a seguir representam o balanço de energia e massa para este caso (THRELKELD, 1970):

Figura 5 - Processo de aquecimento e umidificação do ar



$${}_1q_2 = \dot{m}_{da,2}h_2 - \dot{m}_{da,1}h_1 - \dot{m}_w h_w \quad (2.1.27)$$

$$\dot{m}_w = \dot{m}_{da}(W_2 - W_1) \quad (2.1.28)$$

O último processo a ser apresentado é o da umidificação do ar, conforme ilustrado pela Figura 6. De acordo com Threlkeld (1970), neste caso há a passagem do ar úmido por uma câmara, onde ganha umidade. Como nenhum outro tipo de energia é adicionado ao ar, o balanço da energia e massa são representados por:

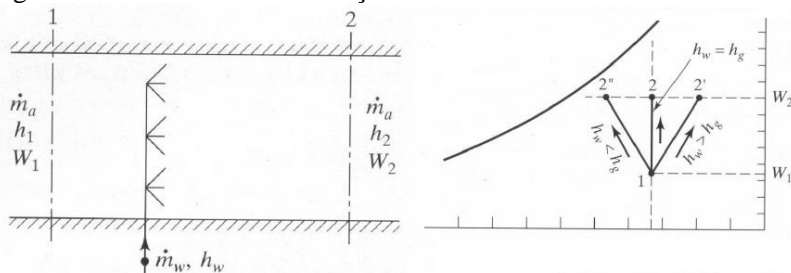
$$\dot{m}_w h_w = \dot{m}_a(h_2 - h_1) \quad (2.1.29)$$

$$\dot{m}_w = \dot{m}_a(W_2 - W_1) \quad (2.1.30)$$

Combinando as Equações 2.1.9 e 2.1.30 tem-se a seguinte expressão, que na realidade, representa a inclinação e direção da curva de processo na carta psicrométrica e que depende da entalpia do vapor de água adicionado no processo.

$$h_w = \frac{(h_2 - h_1)}{(W_2 - W_1)} \quad (2.1.31)$$

Figura 6 - Processo de umidificação



Fonte: Thomas *et al.*, 1998

Na Figura 6, do lado direito está representado um processo, em uma carta psicrométrica, onde $h_w > h_g$, ou seja, o ar é também aquecido além de ser umidificado. Se $h_w < h_g$, o ar é resfriado durante o processo de umidificação. Note-se que h_w é a entalpia da água inserida para umidificar o ar e h_g , a entalpia do vapor saturado a uma determinada temperatura.

2.2. MATERIAIS POROSOS

Materiais porosos são caracterizados pela presença de espaços vazios internos. No caso dos materiais permeáveis, os poros são interconectados e apresentam dimensões suficientes para permitir o escoamento de fluidos. Devido a sua geometria, o meio poroso possui propriedades macroscópicas importantes, tais como: porosidade, permeabilidade, área superficial específica, etc. (DULLIEN, 1992 e OLIVEIRA, 2009).

A porosidade de um material é calculada como a razão entre o volume de vazio existente e o volume total da amostra, e representa a porcentagem de volume livre existente. A área superficial específica é definida como a razão entre a área interfacial sólido-fluido e o volume do meio poroso (MARTINS, 2006). Por fim, a permeabilidade de um

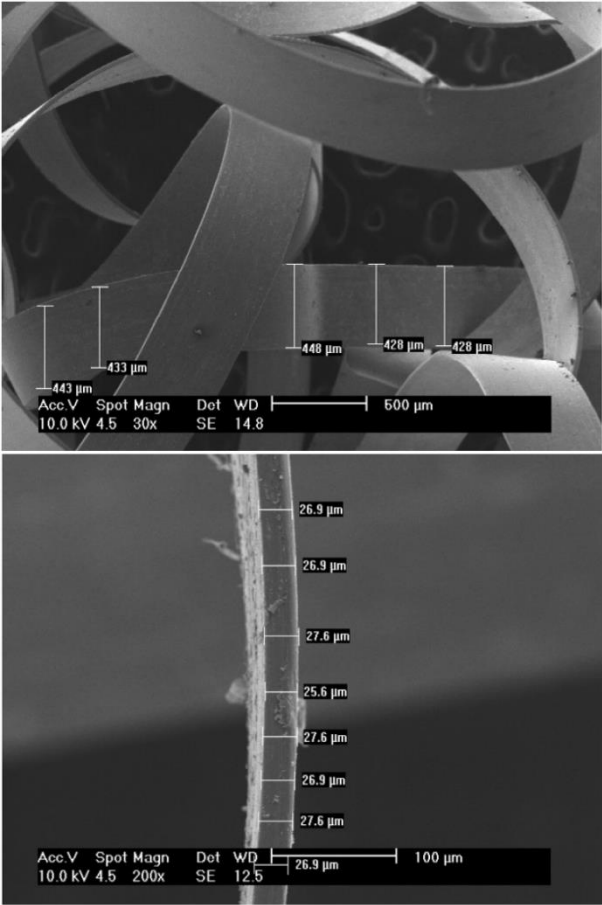
meio poroso pode ser descrita como a habilidade ou capacidade do mesmo permitir o fluxo do fluido em seu interior (DULLIEN, 1992).

A proposta deste projeto, como apresentada anteriormente é utilizar um meio poroso resfriado para condensar a água presente em um "ar saturado". Conforme resultados de pesquisas anteriores desenvolvidas no Labtucal, propõe-se, no presente trabalho, o uso de esponjas metálicas flexíveis. Estas são compostas por fitas metálicas (bronze, cobre, alumínio, aço inoxidável, dentre outros) em formato de espirais. Este material pode apresentar grandes porosidades (de 75 a 95%), alto índice de permeabilidade e grande área superficial (MANTELLI *et al.*, 2012). A grande área superficial permite um maior contato da esponja resfriada com o ar úmido facilitando o processo de condensação e a alta permeabilidade permite a formação de gotas maiores de condensado, que sofrem a ação da gravidade, facilitando a sua remoção do meio. Na Figura 7 é possível observar uma imagem ampla do meio poroso, na Figura 8 são apresentadas as características dimensionais da esponja metálica utilizada nas estruturas de condensação.

Figura 7 - Esponja metálica proposta para constituir o meio poroso



Figura 8 - Caracterização dimensional do meio poroso utilizado nas estruturas de condensação

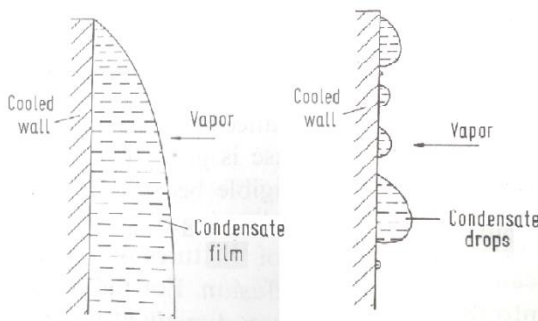


Fonte: Costa *et al.*, 2014

2.3. CONDENSAÇÃO

O fenômeno da condensação ocorre quando a fase vapor de uma determinada substância se transforma em líquido. Para a formação desta nova fase, o sistema não pode estar em um estado de equilíbrio, ou seja, para que haja transformação de fase deve haver uma variação no equilíbrio térmico, mecânico ou de concentração de massa (KONDEPUDI e PRIGOGINE, 1998 e STEPHAN, 1992). Segundo Stephan (1992), quando vapor entra em contato com uma superfície cuja temperatura está abaixo da temperatura de saturação do vapor, há um desequilíbrio térmico, e o vapor se torna líquido, formando o condensado. Este processo é modelado com o uso das equações de transferência de massa e calor. A condensação pode ser dividida em dois tipos, a homogênea, na qual gotículas de condensados encontram-se suspensas no vapor, e heterogênea, na qual o vapor entra em contato com superfícies frias. Este último processo pode ainda se dividir em condensação em filme e em gotas, como pode ser observado na Figura 9 (INCROPERA *et al.*, 2008).

Figura 9 - Condensação em filme e em gotas, respectivamente



Fonte: Stephan, 1992

Inicialmente, o processo de condensação heterogênea ocorre com a nucleação de gotas e com a consequente absorção de calor. Gotas adjacentes podem se coalescer formando uma película (ou filme) (ÇENGEL, 2009 e MA *et al.*, 2001). A condensação em gotas é mais intensa, apresentando um coeficiente de transferência de calor uma ou até duas vezes maior que a em filme, porém esta condição é muito difícil de ser mantida em aplicações industriais (CAREY, 1992 e INCROPERA, 2008).

A formação do condensado, seja em forma de gotas ou de película, depende da interação do vapor com a superfície condensadora, pois está relacionada com as tensões superficiais resultantes da interação entre o vapor, condensado (líquido) e superfície (sólido) (STEPHAN, 1992 e MANTELLI, 2012).

De acordo com Carey (1992), vários trabalhos na área de condensação empregam dois modelos para representar física e matematicamente o processo de condensação em gotas. Ainda segundo este mesmo autor, no processo de condensação heterogênea, as gotas se formam e crescem em sítios de nucleação, enquanto as outras áreas da superfície fria continuam secas. Um dos primeiros pesquisadores a propor este modelo foi *Eucken* (1937), e, desde então, muitos estudos experimentais foram realizados para validar o seu trabalho, dentre estes estão os trabalhos de *McCormick* e *Bear* (1963), e, *Umur* e *Griffith* (1965).

O modelo, segundo o qual a condensação ocorre inicialmente em forma de uma fina película sobre a superfície sólida, foi proposto por *Jakob* (1936), este sugeriu que o filme de condensado aumenta de espessura até um valor crítico, em torno de 1 μm , onde há a ruptura do mesmo formando gotas. Outros autores como, *Kast* (1963) e *Silver* (1964) propuseram versões modificadas do modelo de *Jakob* (CAREY, 1992).

Como relatado anteriormente a condensação em filme é a mais predominante em processos industriais e foi inicialmente modelada por *Nusselt* em 1916, o qual propôs uma teoria simples para o cálculo da transferência de calor para o caso condensação em filme laminar em tubos horizontais e em paredes verticais ou inclinadas (STEPHAN, 1992).

2.3.1. Condensação em filme sobre uma placa vertical

Serão apresentados neste item, com base nas informações fornecidas por Incropera *et al.* (2008) e Çengel (2009), as equações, modelos e conceitos necessários para o entendimento físico do fenômeno de condensação em filme, nos regimes laminar, ondulatório e turbulento.

A análise realizada por *Nusselt* considerou as seguintes suposições, para a modelagem em condensação em filme:

- Escoamento laminar e propriedades constantes no líquido;
- O gás é constituído de vapor puro, e está à uma temperatura homogênea e igual a temperatura de saturação;

- A tensão de cisalhamento na interface líquido-vapor é considerada desprezível ($\partial u / \partial y|_{y=\delta} = 0$);
- A transferência de energia e momento por advecção para o condensado também é considerada desprezível.

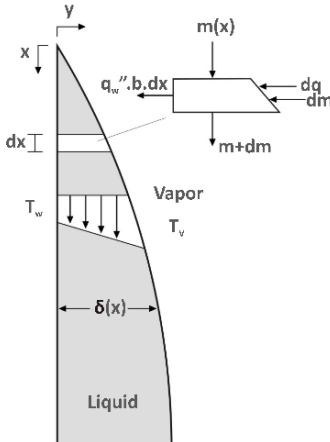
Um esquema do modelo físico adotado por *Nusselt* pode ser observado na Figura 10. Aplicando a equação do momento para o elemento diferencial mostrado na figura e considerando as hipóteses listadas acima, tem-se a seguinte equação:

$$\frac{\partial^2 u}{\partial y^2} = \frac{1}{\mu_L} \left(\frac{dp}{dx} - g\rho_L \right) \quad (2.3.1)$$

onde $u(y)$ é a velocidade no eixo y , μ_L viscosidade dinâmica, ρ_L massa específica do líquido, g gravidade, $\frac{dp}{dx}$ gradiente de pressão (neste caso igual a $g\rho_v$, onde ρ_v é a massa específica do vapor). A Equação 2.3.1 também pode ser escrita na forma:

$$\frac{\partial^2 u}{\partial y^2} = -\frac{g}{\mu_L} (\rho_L - \rho_v) \quad (2.3.2)$$

Figura 10 - Esquema de condensação em filme



Fonte: Mantelli, 2012

Aplicando as condições de contorno $u(0) = 0$ e $\partial u / \partial y|_{y=\delta} = 0$, e integrando duas vezes a equação anterior, obtém-se o perfil de

velocidade no filme como:

$$u(y) = \frac{g(\rho_L - \rho_v)\delta^2}{\mu_L} \left[\frac{y}{\delta} - \frac{1}{2} \left(\frac{y}{\delta} \right)^2 \right] \quad (2.3.3)$$

onde δ é a espessura da película.

Assim, é possível obter a vazão mássica de condensado por unidade de largura (b).

$$\frac{\dot{m}(x)}{b} = \int_0^{\delta(x)} \rho_L u(y) dy = \frac{g\rho_L(\rho_L - \rho_v)\delta^3}{3\mu_L} \quad (2.3.4)$$

Considerando que na região da interface líquido-vapor a temperatura é igual à do vapor saturado, tem-se, então, que o calor removido da interface devido à condensação é igual ao liberado pela superfície.

$$h_{lv} d\dot{m} = \dot{q}_w b dx \quad (2.3.5)$$

Aplicando a Lei de *Fourier* para a condução de calor na película, tem-se a seguinte equação:

$$\dot{q}_w = \frac{k_L(T_{sat} - T_w)}{\delta} = \frac{h_{lv} d\dot{m}}{b dx} \quad (2.3.6)$$

Substituindo \dot{m} da Equação 2.3.4 nesta nova e aplicando a condição de contorno $\delta(x = 0) = 0$, é possível obter a seguinte equação para a espessura da camada limite $\delta(x)$:

$$\delta(x) = \left[\frac{4k_L\mu_L(T_{sat} - T_w)x}{g\rho_L(\rho_L - \rho_v)h_{lv}} \right] \quad (2.3.7)$$

Devido às hipóteses adotadas, o modelo de *Nusselt* é bastante restritivo. A fim de torná-lo mais realista, pesquisadores incluíram os efeitos de advecção térmica à expressão de $\delta(x)$ de *Nusselt* e *Rohsenow*, adicionando um termo ao calor latente de vaporização. Assim, a seguinte expressão pode ser aplicada para determinar o calor latente de vaporização, h'_{lv} :

$$h'_{lv} = h_{lv} + 0,68c_{p,L}(T_{sat} - T_w) \quad (2.3.8)$$

O fluxo térmico na superfície pode ser calculada por: $\dot{q}_w = h_x(T_{sat} - T_w)$. Igualando à Equação 2.3.6, tem-se que $h_x = k_L/\delta$. Calculando-se o coeficiente convectivo médio ao longo de toda a placa tem-se:

$$\bar{h}_L = 0,943 \left[\frac{g \rho_L (\rho_L - \rho_v) h'_{lv} k_L^3}{\mu_L (T_{sat} - T_w) L} \right]^{1/4} \quad (2.3.9)$$

Logo, a transferência de calor total para a superfície assim como taxa de condensação de vapor total pode ser representada pelas seguintes equações, respectivamente:

$$q = \bar{h}_L A (T_{sat} - T_w) \quad (2.3.10)$$

$$\dot{m} = \frac{\bar{h}_L A (T_{sat} - T_w)}{h'_{lv}} \quad (2.3.11)$$

Outros modelos da literatura (INCROPERA *et al.*, 2008), também baseados no modelo de *Nusselt*, apresentam expressões do coeficiente convectivo médio, expressas em função do número de *Reynolds*, sendo dadas por, para os regimes laminar, ondulatório e turbulento, respectivamente:

$$\bar{h}_L = \frac{Re_\delta \mu_L h'_{lv}}{4L(T_{sat} - T_w)} \quad (2.3.12)$$

$$Re_\delta = 3,78 \left[\frac{k_L L (T_{sat} - T_w)}{\mu_L h'_{lv} (v_L^2/g)^{1/3}} \right]^{3/4} \quad Re_\delta \leq 30 \quad (2.3.13)$$

$$Re_\delta = \left[\frac{3,70 k_L L (T_{sat} - T_w)}{\mu_L h'_{lv} (v_L^2/g)^{1/3}} + 4,8 \right]^{0,82} \quad 30 \leq Re_\delta \leq 1800 \quad (2.3.14)$$

$$Re_\delta = \left[\frac{0,069 k_L L (T_{sat} - T_w)}{\mu_L h'_{lv} (v_L^2/g)^{1/3}} Pr_L^{0,5} - 151 Pr_L^{0,5} + 253 \right]^{4/3} \quad Re_\delta \geq 1800 \quad (2.3.15)$$

2.3.2. Condensação na presença de gás não condensável

Na natureza e em vários processos industriais, é comum o processo de condensação do vapor de água que se encontra misturado com o ar. Na verdade, a presença do ar afeta diretamente o processo de

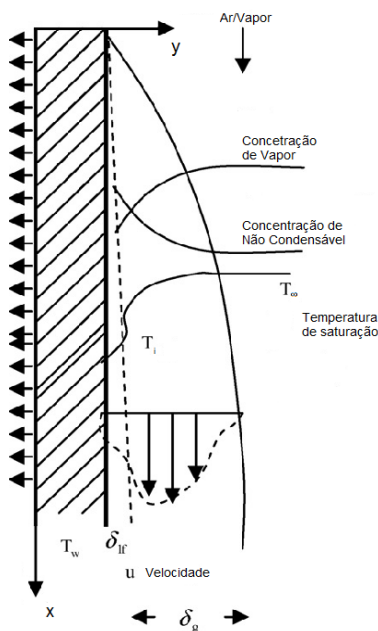
condensação (Ma *et al.*, 2007), uma vez que os gases não condensáveis representam a maior resistência térmica do processo de condensação.

Considerando o ar úmido como uma mistura de substâncias independentes, a condensação de uma destas substâncias só irá ocorrer caso uma superfície esteja a uma temperatura abaixo da sua de saturação, ou seja, a temperatura de saturação na pressão parcial a qual a mesma se encontra na mistura (CAREY, 1992).

A condensação em gotas é menos afetada pelo efeito da resistência térmica dos gases não condensáveis, quando comparado com a condensação de película, porque a interface irregular das gotas causa uma melhora nas características da difusão de massa entre os elementos próximos ao substrato (Ma *et al.*, 2007).

O modelo descrito por Carey (1992) foi o escolhido para representar a condensação em película, conforme mostrado na Figura 11. Neste modelo, a velocidade da mistura ar-vapor do ambiente é considerada constante (u_∞), assim como a sua temperatura (T_∞), e a concentração de gás não condensável (W_∞).

Figura 11 - Condensação na presença de gás não condensável



Adaptado de: Ganguli *et al.*, 2008

Desconsiderando os termos da convecção e de inércia para o filme de condensado, tem-se as equações da conservação da massa, momento e energia, respectivamente,

$$\frac{\partial u}{\partial x} + \frac{\partial v}{\partial y} = 0 \quad (2.3.16)$$

$$\frac{\partial^2 u}{\partial y^2} = 0 \quad (2.3.17)$$

$$\frac{\partial^2 T}{\partial y^2} = 0 \quad (2.3.18)$$

As condições de contorno admitidas pelo modelo são: (i) para $y = 0$, $u = v = 0$ e $T = T_w$, (ii) para $y = \delta$, $T = T_i$.

Já as equações de conservação da massa e momento, para a camada limite da mistura gás-vapor, tem-se, respectivamente:

$$\frac{\partial u}{\partial x} + \frac{\partial v}{\partial y} = 0 \quad (2.3.19)$$

$$u \frac{\partial u}{\partial x} + v \frac{\partial u}{\partial y} = \nu_m \frac{\partial^2 u}{\partial y^2} \quad (2.3.20)$$

Como a velocidade do líquido na interface é consideravelmente menor que a do vapor (u_∞) no ambiente, esta pode ser considerada igual a zero, assim $u = 0$. Ou seja, na interface $y = \delta$, $u = 0$ e $\dot{m}_L'' = \rho_m \left(u \frac{d\delta}{dx} - v \right)$, onde \dot{m}_L'' é a taxa de massa de condensado formada que adere ao filme de líquido, e para $y = \infty$, $u \approx u_\infty$.

As frações mássicas do vapor e do gás não condensável, $X_v = \rho_v / \rho_m$ e $X_g = \rho_g / \rho_m$, onde ρ_v , ρ_g e ρ_m representam as massas específicas do vapor, gás e mistura gasosa, são importantes para a modelagem do transporte de massa e de calor na mistura. Assim, por definição tem-se que $X_v + X_g = 1$.

A difusão de massa tanto do gás não condensável quanto do vapor, podem ser dados pelas equações:

$$j_g = -\rho_m D \frac{\partial X_g}{\partial y} - \rho_m D \frac{\alpha_D^* X_g (1 - X_g)}{T} \left(\frac{\partial T}{\partial y} \right) \quad (2.3.21)$$

$$j_v = -\rho_m D \frac{\partial X_v}{\partial y} - \rho_m D \frac{\alpha_D^* X_v (1 - W_v)}{T} \left(\frac{\partial T}{\partial y} \right) \quad (2.3.22)$$

O primeiro termo das Equações 2.3.21 e 2.3.22 representa a difusão de *Fickian*, onde D é o coeficiente de difusão, e o segundo termo relaciona a difusão induzida pelo gradiente de temperatura, em que α_D^* é um parâmetro adimensional do sistema.

O fluxo de calor na direção normal a superfície da placa refrigerada pode ser encontrado pela seguinte equação:

$$\dot{q} = -k_g \left(\frac{\partial T}{\partial y} \right) + \alpha_D^* RT \frac{M_m^2}{M_g M_v} j_g \quad (2.3.23)$$

em que, M_m , M_v e M_g são a massa molar da mistura, vapor e gás não condensável, respectivamente.

A primeira parcela a direita da equação representa a condução de calor dada pelo modelo de *Fourier*, a segunda representa o transporte de energia devido a difusão das espécies.

As equações das espécies e de transferência de calor para a mistura gás-vapor próximo à interface são representadas por:

$$\rho_m \left(u \frac{\partial w_g}{\partial x} + v \frac{\partial w_g}{\partial y} \right) = \frac{\partial j_g}{\partial y} \quad (2.3.24)$$

$$\rho_m c_{pm} \left(u \frac{\partial T}{\partial x} + v \frac{\partial T}{\partial y} \right) + (c_{pg} - c_{pv}) j_g \frac{\partial T}{\partial y} = \frac{\partial \dot{q}}{\partial y} \quad (2.3.25)$$

onde c_{pm} , c_{pg} e c_{pv} , são o calor específico à pressão constante da mistura, gás e vapor, respectivamente.

Admitindo que o termo relacionado com a difusão das espécies na Equação 2.3.21 seja muito pequena, ou seja, tenda a zero, e agrupando com a Equação 2.3.16 e 2.3.24, tem-se:

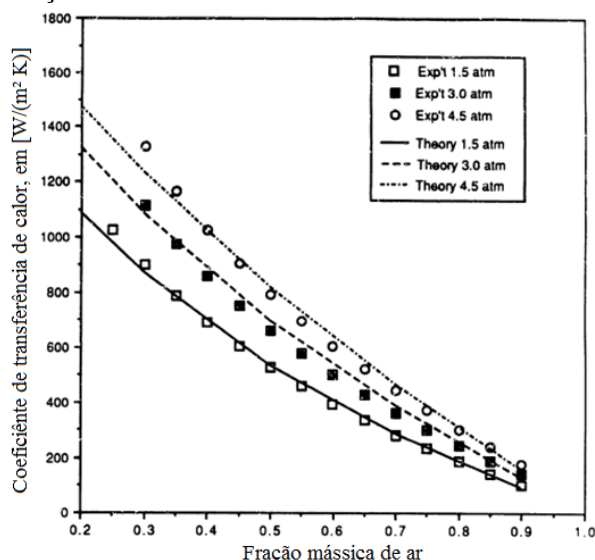
$$\dot{m}_L'' h_{lv} + k_m \left(\frac{\partial T_m}{\partial y} \right)_{y=\delta} = k_L \left(\frac{\partial T_L}{\partial y} \right)_{y=\delta} \quad (2.3.26)$$

Com as equações apresentadas é possível, então, modelar um processo de condensação na presença de gases não condensáveis. Existem outros autores que também fornecem modelos para este fenômeno, tais como Stephan (1992) e Li *et al.* (2011), os quais obtiveram uma modelagem com erros menores que 10% comparados

com estudos experimentais disponíveis na literatura.

Como pode ser verificado, a presença de não condensáveis afeta negativamente o coeficiente de transferência de calor. Dehbi (1991), determinou experimental e analiticamente o coeficiente de transferência de calor para uma mistura de um gás não condensável e vapor, em contato com um tubo de cobre vertical refrigerado por água a baixa temperatura. Uma curva da variação do coeficiente de transferência de calor em função da fração mássica de ar pode ser observada na Figura 12.

Figura 12 - Variação do coeficiente de transferência de calor em relação a fração mássica de ar



Adaptado de: Dehbi, 1991

2.3.3. Condensação em meios porosos

Dentro das Ciências Térmicas, o fenômeno de mudança de fase em meios porosos é uma das áreas de maior atividade científica no presente momento (CHANG, 2005). Vários autores empregam modelos unidimensionais para o estudo do fenômeno da condensação em meios porosos, podendo-se citar Vafai e Sarkar (1986 e 1987). Um modelo bidimensional transiente foi introduzido em 1986 por Vafai e Whitaker, a fim de estudar a acumulação e migração da umidade dentro de

materiais isolantes (NIELD e BEJAN, 2006). Estes autores também relatam trabalhos numéricos e experimentais desenvolvidos por outros autores (Chung *et al.* em 1992) sobre a condensação em superfícies verticais, onde são assumidas regiões distintas para as duas fases (líquido e vapor), sendo considerado o efeito do fluxo de vapor nesta região. Seus experimentos consistiam na condensação do vapor em esferas de vidro com três tamanhos diferentes. Segundo os pesquisadores, os resultados obtidos ao modelo numérico e experimental foram satisfatórios.

Como existem vários outros modelos na literatura, a determinação do modelo mais adequado a ser empregado depende das especificidades de cada aplicação, de forma que os fenômenos físicos envolvidos devem ser bem conhecidos.

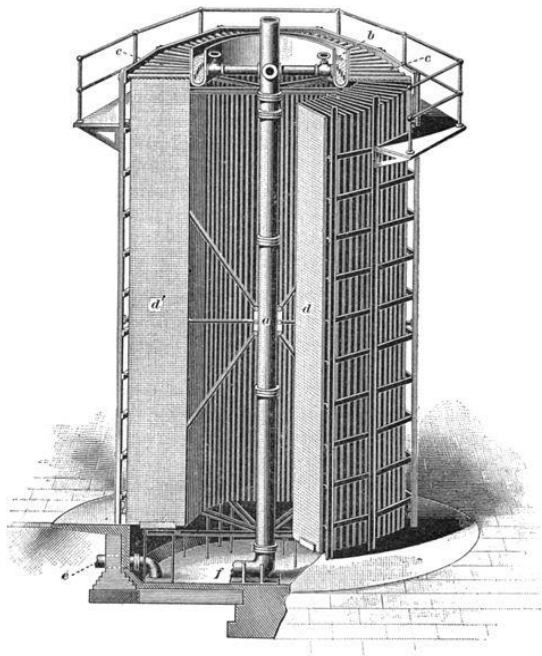
2.4. TORRE DE RESFRIAMENTO

A necessidade de se refrigerar água surgiu no início de revolução industrial no século dezanove com o desenvolvimento das máquinas a vapor. Máquinas a vapor requerem uma quantidade grande de "água fria" para funcionar de forma eficiente. Logo, nesta época, um aparato capaz de refrigerar água provinda dos condensadores das máquinas a vapor, foi desenvolvido, surgindo as primeiras torres de resfriamento. Na Figura 13 é possível observar uma torre de resfriamento utilizada no século 19 (INTERNATIONAL CORRESPONDENCE SCHOOLS, 1902 e CROFT, 1922).

Torres de resfriamento são dispositivos capazes de refrigerar água através de uma troca de calor e massa com o ar ambiente. Neste processo, a água a ser resfriada é colocada em contato com o ar ambiente. Para aumentar a área de contato entre água quente e ar, utiliza-se aspersores, chuveiros ou bocais. O ar circula internamente ao equipamento com o auxílio de ventiladores, correntes de convecção e correntes de vento natural. Uma parte da água, ao entrar em contato com o ar muda de fase de líquido para vapor, o qual é expelido para a atmosfera juntamente com o ar (ASHRAE, 2000).

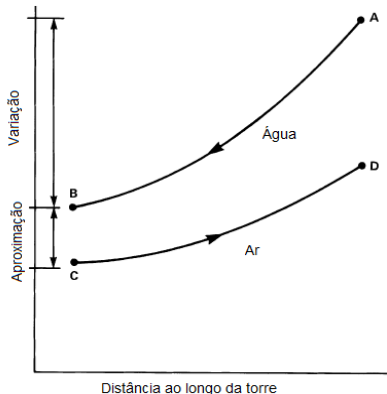
A Figura 14 mostra a relação entre a temperatura do ar e da água através de uma torre de resfriamento contracorrente. Em que, a curva A-B indica a variação da temperatura da água dentro da torre, e a curva C-D o aumento da temperatura do ar ao longo do aparato. A diferença da temperatura de bulbo úmido entre o ponto B e C é denominada de aproximação e está associada com a capacidade de uma torre em refrigerar água (ASHRAE, 2000 e MORVAY e GVOZDENAC, 2012).

Figura 13 - Torre de resfriamento de *Barnard* projetada no século 19



Fonte: International Correspondence Schools, 1902

Figura 14 - Temperatura do ar e água ao longo de uma torre resfriamento contracorrente



Adaptado de: ASHRAE, 2000

Ainda, segundo a ASHRAE (2000), a performance térmica de

uma torre de refrigeração depende principalmente da temperatura de bulbo úmido do ar ambiente. Já a temperatura de bulbo seco ou a umidade relativa pouco interferem, individualmente, na performance (capacidade de resfriamento) de torres de tiragem mecânica, porém afetam a quantidade de vapor de água expelida para o ambiente. Em condições típicas de projeto, a taxa de evaporação corresponde a apenas 1% da vazão de água a ser refrigerada para cada 7 K de variação na temperatura da mesma.

Existem diferentes tipos de projetos de torres de resfriamento, adequados a diferentes necessidades e especificações das plantas industriais (U.S. DEPARTMENT OF ENERGY, 2011). As torres podem ser classificadas quanto ao método de fabricação, finalidade, modo de transferência de calor utilizado e o método de circulação de ar (HENSLEY, 2009). Quanto ao processo de transferência de calor, existem três tipos de torres de resfriamento: torre de resfriamento seca, torre de resfriamento de circuito aberto e torre de resfriamento em circuito fechado (ASVAPOOSITKUL E KUANSATHAN, 2014). Ainda segundo estes autores, no primeiro tipo há uma superfície que separa o fluido de trabalho do ar ambiente, como em um trocador casco e tubo, de forma que a troca ocorre apenas por convecção sem a evaporação de água para o ar.

As torres de resfriamento de circuito aberto funcionam com resfriamento evaporativo. O fluido de trabalho (água) entra em contato direto com o ar. Neste caso, a água aquecida pode ser refrigerada a uma temperatura abaixo da temperatura de bulbo seco do ar ambiente, principalmente quando o ar apresenta baixa umidade relativa.

A torre de resfriamento de circuito fechado é considerada uma associação dos dois métodos de transferência de calor, sendo considerada híbrida. O fluido a ser resfriado passa por um conjunto de tubos que estão na passagem de ar e insuflado por um ventilador. A performance térmica é próxima a de circuito aberto porém com as vantagens da torre de resfriamento seca onde não há a exposição do fluido a ser resfriado para o ambiente.

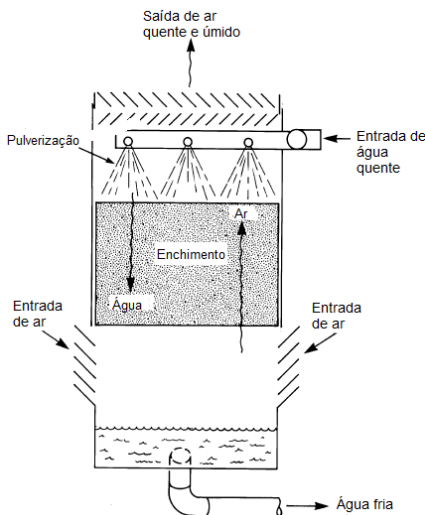
Outra classificação de torres de resfriamento se baseia na direção com que o fluxo da água cruza com o fluxo de ar, sendo divididas em torres de fluxo em contracorrente e torres de fluxo cruzado.

Nas de fluxo em contracorrente o ar escoar em sentido oposto ao fluxo da água, conforme mostra a Figura 15. Neste caso, o ar entra por um local na parte inferior do equipamento e, impulsionado por um ventilador, segue verticalmente para cima, enquanto a água é pulverizada no topo da torre, sendo recolhida na base, em uma região

próxima à entrada de ar (FERRAZ, 2008) Estas torres apresentam uma maior eficiência na transferência de calor, porém possuem dificuldades em relação ao controle da vazão da água a ser resfriada devido os aspersores, apresentando também ruídos altos.

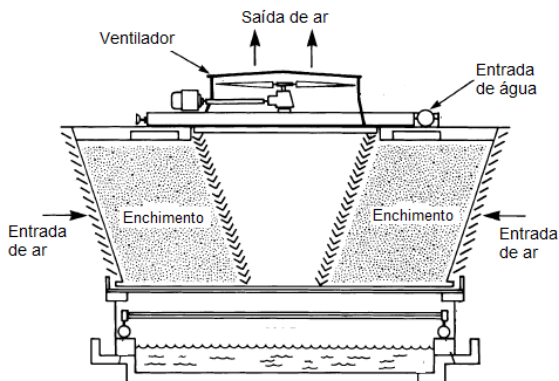
As torres de fluxo cruzado são projetadas para que o ar entre pelas laterais fazendo com que o mesmo flua perpendicularmente ao fluxo da água, a qual é distribuída por chuveiros ou bocais na parte superior, descendo sob ação da gravidade, como ilustrado na Figura 16. Devido a sua configuração são mais propensas ao acúmulo de sujeira no seu enchimento (FERRAZ, 2008).

Figura 15 - Torre de resfriamento fluxo contracorrente



Adaptado de: ASHRAE, 2000

Figura 16 - Torre de resfriamento com fluxo cruzado



Adaptado de: ASHRAE, 2000

A classificação mais importante e difundida é em relação a tiragem do ar, sendo divididas em três categorias: tiragem natural, tiragem mecânica (sendo esta subdividida em tiragem forçada e induzida) e tiragem natural assistida por ventilador (tipo híbrido) (HENSLEY, 2009 e FERRAZ, 2008).

Torres de resfriamento de tiragem natural utilizam a diferença de massa específica entre o ar quente e úmido que se encontra na parte inferior da torre e o ar ambiente. Por estar mais frio, o ar ambiente possui maior massa específica que o ar quente e úmido como a pressão no equipamento pode ser considerada uniforme, surge uma corrente ascendente interna de ar úmido para a parte superior da torre.

As torres de tiragem mecânica induzida se utilizam de ventiladores para forçar ou induzir o fluxo de ar no seu interior. Este ventilador se localiza no topo, sendo capaz de puxar o ar externo para o seu interior, lançando-o posteriormente para o exterior. Isto produz uma baixa velocidade de entrada e uma alta na saída, o que reduz a possibilidade de recirculação.

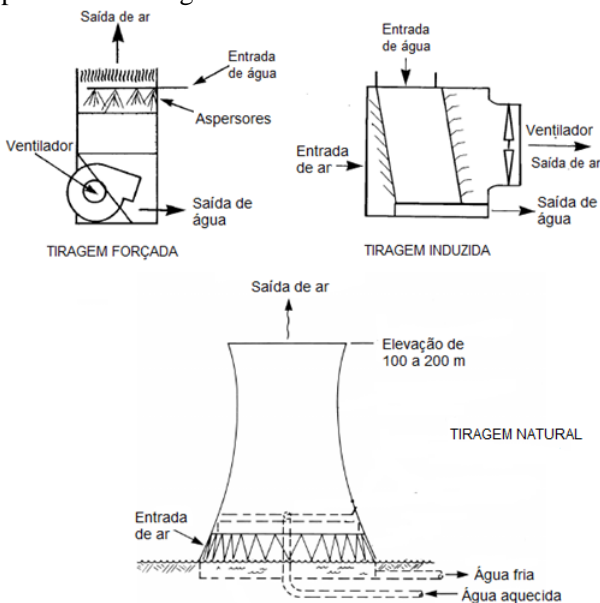
Nas torres de resfriamento de tiragem mecânica forçada, o ventilador se localiza na entrada do ar, criando uma alta velocidade de entrada e baixa velocidade na saída. Neste caso há uma maior possibilidade de haver recirculação interna de ar, efeito este não desejado. Devido a esta configuração, o ventilador fica mais suscetível a complicações de congelamento, quando a temperatura ambiente está muito baixa, o que a princípio, nunca aconteceria no Brasil. As vantagens desse formato é a capacidade para trabalhar com alta pressão

estática e em espaços mais confinados.

A estrutura das torres de resfriamento do tipo híbrido, onde ocorre tanto tiragem natural como forçada por ventilador, possuem uma estrutura parecida com as torres de tiragem natural, porém há o auxílio do ventilador para proporcionar uma maior vazão de ar através da torre.

A Figura 17 apresenta alguns exemplos de torres de resfriamento considerando sua classificação por tiragem do ar.

Figura 17 - Exemplos de torres de resfriamento segundo a classificação por meio da tiragem do ar



Adaptado de: ASHRAE, 2000

De acordo com Calderón *et al.* (2013) o primeiro a desenvolver uma teoria para torres de resfriamento foi Merkel (1925). Em seu modelo, este autor despreza o volume de água evaporada, assim como a resistência a transferência de calor da película de água e assumiram o fator de *Lewis* para ar úmido como um, sendo que este fator relaciona os coeficientes convectivos de transferência de calor e massa. Assim, a transferência de calor e massa podem ser representadas por uma única equação diferencial separável. Este modelo pode subdimensionar a torre em 5 a 15 %.

Estes autores também mencionam vários outros métodos para

dimensionamento de torres de resfriamento, onde a resistência da película de água foi incluída no cálculo da transferência de calor, como os métodos de Baker e Shryock (1961), Maclainecross e Banks (1981) e Marseille *et al.* (1991).

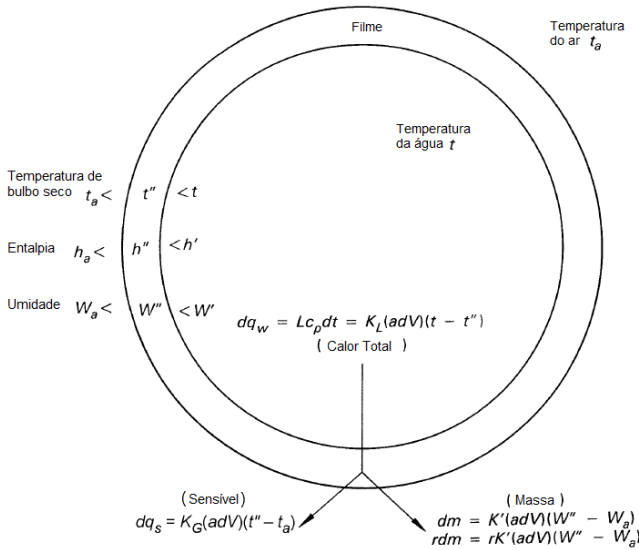
No presente trabalho, optou-se por utilizar a teoria de torres de resfriamento proposta na norma ASHRAE (2000), que tem como base os trabalhos de Baker e Shryock (1961) e Merkel (1925).

A Figura 18 mostra um esquema do processo de transferência de massa e energia proposta por Baker e Shryock (1961), para de uma torre de resfriamento com uma área de 1 m^2 , que refrigera um volume de água (V), que contém uma superfície de água estendida por volume (a), uma vazão mássica de água (L) e de ar (G). A água está na temperatura t e o ar se encontra a uma temperatura de t_a , entalpia de h_a e umidade absoluta W_a . A interface é modelada como uma película (filme) de ar saturado a uma temperatura de t'' , entalpia de h'' , e umidade absoluta W'' . O calor específico da água (c_p) é assumido como constante e de valor $4,18 \text{ kJ}/(\text{kgK})$. Assim, a energia total transferida da água para o filme é dada pela Equação (2.4.1).

$$dq_w = Lc_p dt = K_L a(t - t'')dV \quad (2.4.1)$$

onde, q_w é a transferência de calor total transferida da água para a interface em W e K_L é a condutividade térmica em $\text{W}/(\text{m}^2\text{K})$.

Figura 18 - Transferência de calor e massa entre a água, filme, e ar



Adaptado de: ASHRAE, 2000

A equação de transferência de calor da película para o ar é expressa pela equação a seguir:

$$dq_s = K_G a (t'' - t_a) dV \quad (2.4.2)$$

onde q_s é a taxa de transferência de calor sensível transferida da interface para o ar em W, e K_G é a condutância global desse processo em W/(m²K).

A difusão de massa no processo analisado pode ser determinada pela seguinte equação:

$$dm = K' a (W'' - W_a) dV \quad (2.4.3)$$

em que \dot{m} é a taxa de massa transferida do filme para o ar em kg/s, K' a capacitância na transferência de massa da película para o ar úmido em kg/(m²s), W'' umidade absoluta na interface em kg/kg, e W_a a umidade absoluta do ar em kg/kg.

Para determinar a transferência de calor devido a evaporação do filme emprega-se a seguinte expressão:

$$dq_L = r \, dm = r K' a (W'' - W_a) dV \quad (2.4.4)$$

onde, q_L é a taxa de calor latente transferido da interface para o ar em W e r calor latente de vaporização em J/kg.

O processo é considerado em equilíbrio quando $t = t_a$ e o ar está saturado com vapor de água. Segundo Merkel (1925), assumindo uma relação de *Lewis* igual a um e combinando a transferência de massa e o calor sensível no coeficiente global, o qual se baseia na diferença de entalpia, tem se:

$$\frac{K_G}{K' c_{pm}} = 1 \quad (2.4.5)$$

onde, c_{pm} é o calor específico do ar úmido em J/(kg K). Ainda, considerando que toda a perda de calor da água seja transferida para o ar pode se obter a equação, em que G é o vazão mássica de ar em kg/s:

$$L c_p dt = G dh = K' a (h'' - h_a) dV \quad (2.4.6)$$

A Equação 2.4.6 considera a transferência de calor da interface para o ar, porém suas propriedades, segundo Merkel (1925), não são *a priori*, conhecidas. Assim, são admitidos os valores de h' e K' da água a uma determinada temperatura t , e de forma iterativa estes valores devem ser alterados conforme a variação da temperatura t . Desta forma a seguinte equação pode ser escrita:

$$L c_p dt = G dh = K' a (h' - h_a) dV \quad (2.4.7)$$

Por fim, a Equação 2.4.7 pode se dividir em outras duas equações:

$$\frac{K' a V}{L} = \int_{t_1}^{t_2} \frac{c_p}{h' - h_a} dt \quad (2.4.8)$$

$$\frac{K' a V}{G} = \int_{h_1}^{h_2} \frac{dh}{h' - h_a} \quad (2.4.9)$$

Em termos práticos o valor da integral da Equação 2.4.8 é denominado de *number of transfer units* (NTU), largamente empregado no método da efetividade. Este valor fornece uma medida da influência do potencial entálpico médio ($h' - h_a$) na mudança de temperatura da água (Δt), representando a “dificuldade” da torre em refrigerar uma

determinada quantia de água.

As equações apresentadas não podem ser resolvidas de maneira direta sendo necessário métodos numéricos para sua solução. Com elas é possível obter o balanço de massa e energia para qualquer ponto da torre de resfriamento.

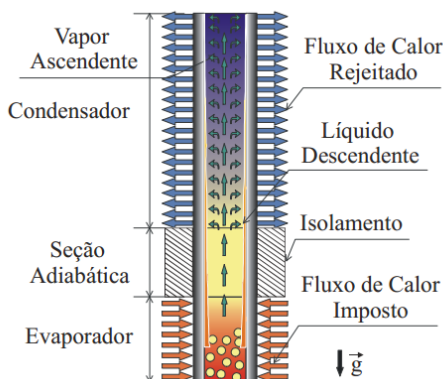
Como exposto anteriormente existem vários outros métodos e equações para determinar e analisar o funcionamento de uma torre de resfriamento. Os modelos e teorias apresentados neste trabalho foram escolhidos por serem os mais utilizados em projetos, sendo referenciados pela ASHRAE (2000).

2.5. TERMOSSIFÃO

Dentre os vários tipos de dispositivos projetados para a troca de calor, os termossifões se apresentam como dispositivos altamente eficazes. Eles se consistem basicamente de um tubo metálico oco, evacuado, onde é inserido um determinado fluido de trabalho. São divididos em três regiões: evaporador, condensador e seção adiabática, sendo que esta última pode haver ou não (MANTELLI, 2012). A seção do evaporador é responsável por receber o calor na parte externa do tubo e transferi-lo para o seu interior, fazendo com que o fluido de trabalho, localizado nesta região, se vaporize. Devido a diferença de pressão do vapor entre o evaporador e o condensador, o vapor se desloca no sentido do condensador, onde se encontram as regiões mais frias do termossifão. No condensador o calor é rejeitado, e o vapor saturado presente nesta região se condensa. O líquido formado é então, pela ação da gravidade, deslocado para a região do evaporador. A Figura 19 ilustra o princípio de funcionamento de um termossifão.

Dada suas características (alta performance térmica e baixo custo) termossifões podem ser aplicados a diversos processos e/ou equipamentos, industriais ou domésticos, como trocadores de calor, recuperadores de energia térmica, fornos, em plantas de energia solar, resfriamento de eletrônicos (*laptops*, *smartphones*, etc.), sempre que houver exigência de eficiência no transporte e distribuição de calor.

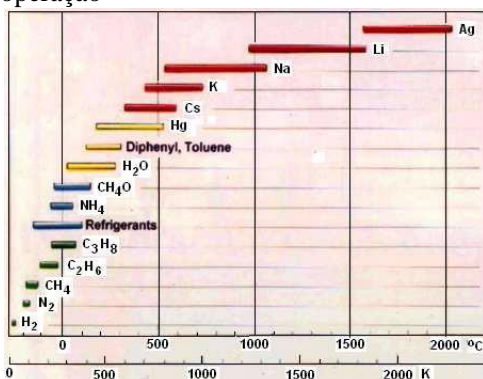
Figura 19 - Esquema de funcionamento de um termossifão



Fonte: Mantelli, 2012

Dependendo das especificações e do projeto do equipamento onde serão inseridos, os termossifões podem ser confeccionados com tubos de cobre, alumínio, aço inox, inonel, etc. O fluido de trabalho a ser empregado, por outro lado depende basicamente do nível de temperatura de operação e da geometria do termossifão e deve ser compatível com o material dos tubos para evitar a geração de gases não condensáveis durante a operação do dispositivo. A Figura 20, extraída da literatura (GROLL, 2014) apresenta as faixas de operação de diversos fluidos de trabalho.

Figura 20 - Possíveis fluidos de trabalho em função da temperatura de operação



Fonte: Groll, 2014

2.6. EQUIPAMENTOS PARA CONDENSAÇÃO EM TORRES DE RESFRIAMENTO – ESTADO DA ARTE

Uma pesquisa bibliográfica cuidadosa não foi capaz de encontrar, na literatura, relatos sobre equipamentos que são empregados na recuperação de água evaporada em usados em torres de resfriamento. Desta forma, nesta seção serão apresentados resumidamente as atividades e principais conclusões dos trabalhos desenvolvidos no Labtucal nesta área.

Como descrito anteriormente, esta dissertação de mestrado foi desenvolvida no âmbito do projeto Desenvolvimento de Processos e Equipamentos para a Conservação de Recursos Hídricos em Refinarias (Hidriter), em andamento no Labtucal na Universidade Federal de Santa Catarina. Esta linha de pesquisa tem como objetivo principal buscar tecnologias capazes de reduzir a perda de água para o ambiente em torres de resfriamento de fluxo cruzado e tiragem induzida, empregada em diversas plantas industriais. O “*case*” escolhido foi o da REPLAN, refinaria da Petrobrás em Paulínia, no estado de São Paulo.

Duas dissertações de mestrado já foram defendidas dentro deste contexto. Na primeira dissertação (TELES, 2010), um aparato experimental simulando o funcionamento térmico de uma torre de resfriamento foi desenvolvido. Neste aparato, foram testadas placas planas resfriadas em contato com um fluxo ascendente de ar úmido. Esta dissertação mostrou que esta tecnologia apresenta uma pequena capacidade de recuperação de água. Desta forma, outros tipos de superfícies refrigerantes foram propostas, visando aumentar o volume de água recuperada.

Na segunda dissertação, Czubinski (2011) avaliou a influência, na condensação de vapor, de ranhuras em placas de cobre eletrolítico e de alumínio, refrigeradas por serpentinas de água fria. Este autor também desenvolveu modelos matemáticos de condensação em placa fria, os quais compararam positivamente com dados experimentais (CZUBINSKI *et al.*, 2013). Apesar dos resultados em placas ranhuradas serem melhores do que os com placas planas, ainda assim, observou-se um potencial muito baixo de recuperação de condensado, ou seja, esta tecnologia não se mostrou praticável em escala real.

Assim, foi proposta outra tecnologia, que basicamente consiste de uma estrutura formada por um meio poroso resfriado, por onde o ar úmido percola e o vapor, em contato com o meio frio se condensa. Para o resfriamento desta estrutura, propôs-se o uso de termossifões, cujos evaporadores estão termicamente conectados a este meio poroso e o

condensador ao ar seco do ambiente. Desta forma, quando o ambiente está mais frio que o ar úmido, os termossifões resfriam o meio poroso e parte do vapor contido no ar, ao passar por este meio, se condensa. A geometria do meio poroso deve ser tal que não permita o acúmulo de água, que deve escoar sob a ação da gravidade. Deve-se notar que esta tecnologia é passiva, ou seja, não necessita de nenhum tipo de acionamento.

Neste contexto, foram confeccionadas estruturas que foram testadas nos aparatos experimentais desenvolvidos nas dissertações mencionadas. Pela facilidade do controle de troca de calor e de medição, optou-se pelo uso de água refrigerada passando por tubos de cobre, ao invés de termossifões, os quais serão testados em estudo posterior. Costa *et al.* (2014) estudaram experimentalmente as seguintes três estruturas: a primeira contendo apenas tubos de cobre refrigerados com água, a segunda composta de tubos e meio poroso, e a terceira composta por tubos aletados e meio poroso. Os resultados desta pesquisa mostraram que, nas condições em que foram testadas, a estrutura de tubos aletados com meio poroso foi capaz de recuperar até 35 % do vapor de água contido no ar úmido.

Dando continuidade ao projeto, no presente trabalho, uma torre de resfriamento em miniatura foi projetada, visando construir um equipamento capaz de reproduzir condições de operação de uma torre real, e assim, propiciar ambiente para teste das estruturas propostas por Costa *et al.* (2014).

3. APARATO EXPERIMENTAL

Neste capítulo será apresentada a bancada experimental construída no contexto desta dissertação de mestrado, que representa uma torre de resfriamento em escala reduzida. Serão também descritos os componentes auxiliares e sistemas de medição empregados. Este equipamento foi projetado para teste experimental de diversas estruturas de condensação.

3.1. TORRE DE RESFRIAMENTO EM ESCALA REDUZIDA

A Figura 21 mostra fotografias da torre de resfriamento de tiragem mecânica induzida com fluxo cruzado, instalada na Refinaria de Paulínia (REPLAN) e escolhida como “case” neste trabalho. Nestas fotografias pode-se observar a formação de nuvens sobre as torres, consequência da vaporização de cerca de 2 a 3% da água resfriada, como mencionado anteriormente.

Figura 21 - Torres de resfriamento de fluxo cruzado da REPLAN

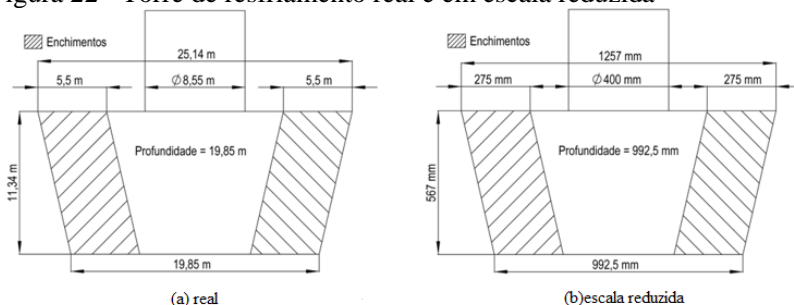


A torre em escala reduzida construída no Labtucal é 20 vezes menor que a real (ver Figura 22), porém sua vazão é 400 vezes menor que a original. Isto ocorre porque, na fase de projeto da bancada, optou-se por preservar os níveis de velocidades de ar praticados nas torres da refinaria, devido à redução de área (MANTELLI *et al.*, 2012).

Basicamente, a torre em miniatura apresenta os mesmos elementos de uma torre convencional. Uma bomba mecânica eleva água aquecida e em temperatura controlada até a parte superior de dois enchimentos, localizados nas laterais da torre. Esta água passa por um chuveiro, sendo assim aspergida sobre o enchimento. Paralelamente ao enchimento se encontra a seção de teste propriamente dita, onde se

pretende testar o sistema passivo de condensação desenvolvido no Labtucal. Um ventilador, cuja vazão de ar é controlada, instalado no centro superior da bancada, induz um fluxo cruzado de ar ambiente através de todo o aparato experimental, passando pelas paredes laterais da bancada, a seguir através dos enchimentos laterais e finalmente pelo condensador a ser testado, o qual, por sua vez, é resfriado por água, cujas: vazão e temperatura são controladas. Parte do vapor presente no ar úmido, ao encontrar com o meio poroso, se condensa e o líquido condensado é dragado pela ação da gravidade, para uma bandeja na base do equipamento, sendo recolhido. Dentre outras, são realizadas neste aparato, medidas de temperatura e vazão da água aquecida aspergida, vazão e temperatura de água de resfriamento do evaporador do termossifão, velocidade do ar induzido pelo ventilador e volume de água condensada recolhida pelo dispositivo.

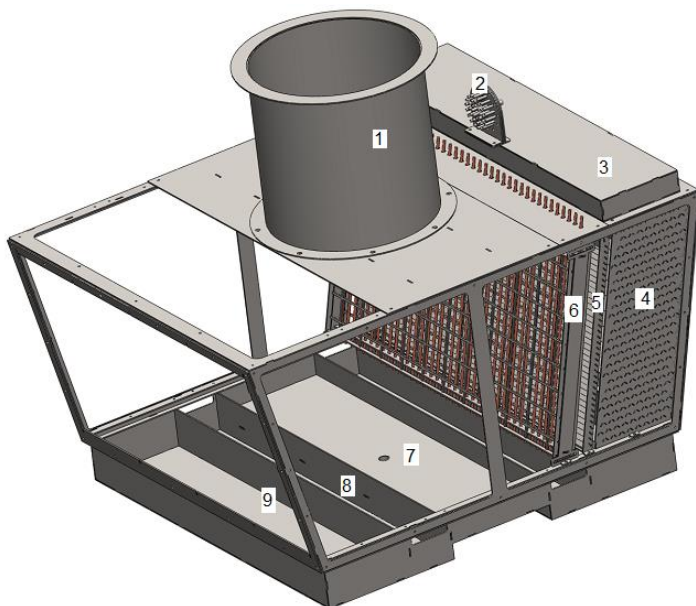
Figura 22 - Torre de resfriamento real e em escala reduzida



Fonte: Mantelli *et al.*, 2012

Na Figura 23 é possível observar um desenho esquemático da torre de resfriamento experimental construída e de seus componentes, sendo: (1) ventilador, (2) sistema de distribuição de água fria do tipo *manifold*, (3) tanque chuveiro para água aquecida, (4) enchimento; (5) separador de gotas; (6) porta esponjas com tubos refrigeradores, (7) bandeja de passagem, (8) bandeja de recolhimento da água condensada, (9) bandeja de circulação da água quente.

Figura 23 - Desenho esquemático da torre de resfriamento em escala reduzida 1:20



Todos os componentes que compõem a torre em escala reduzida foram confeccionados a partir de chapas de aço inox com 3 mm de espessura. Durante o processo de montagem, estes componentes foram parafusados e soldados. As laterais da torre foram fechadas com placas de acrílico transparente para facilitar a visualização interna, e assim, auxiliar no monitoramento dos testes.

Ressalta-se ainda que, durante a construção da bancada, uma série de imprevistos foram surgindo, dentre estes o empenamento das chapas, o que dificultou a montagem da bancada. Além disto, após a montagem do aparato, foi necessário vedar as laterais do enchimento, da bandeja de recolhimento de condensado e a de circulação da água quente utilizando silicone, com o intuito de separar a água proveniente do sistema de refrigeração da água quente, e a de condensação, de forma a ser possível obter as medidas necessárias.

A torre de resfriamento construída, sem as estruturas de condensação, pode ser observada através da fotografia da sua vista frontal, apresentada na Figura 24.

Figura 24 - Vista frontal da torre de resfriamento em escala reduzida



3.2. COMPONENTES AUXILIARES

Para que a bancada experimental possa simular as condições de operação de uma torre real, dois sistemas auxiliares são necessários para o controle dos testes e avaliação de dados coletados: sistema de água quente e sistema de água fria.

A função do sistema de água quente é aquecer, de forma controlada a água que será refrigerada pela torre de resfriamento. Necessita-se coletar dois dados principais deste sistema: potência de aquecimento da água e temperatura da água que entra na torre de resfriamento. Fazem parte deste sistema: (1) tanque de 300 L para recolhimento e circulação de água quente (tanque AQ), (2) bomba hidráulica WEG de 3 kW de potência (bomba AQ) e (3) banco de resistências para aquecimento da água (simulação da carga térmica), conforme Figura 25.

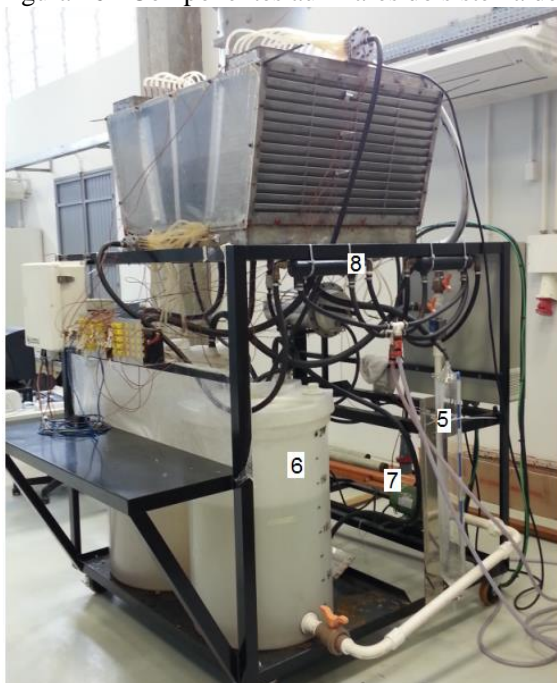
Figura 25 - Componentes auxiliares do sistema de aquecimento de água



Por sua vez, a função do sistema de refrigeração de água é prover água fria em temperatura e vazão controladas, que passam pelos tubos que simulam os termossifões das estruturas de condensação dos condensadores desenvolvidos no Labtucal, em teste. Este sistema é basicamente composto dos seguintes componentes: (6) tanque de 200 L para recolhimento e circulação de água fria, (7) bomba hidráulica WEG de 3 kW de potência (bomba AF) para circulação da água fria, e (8) dois trocadores de calor tubos concêntricos, responsáveis por arrefecer a água de refrigeração que circula nos tubos de cobre, estes componentes podem ser visualizados na Figura 26.

Para coletar a água recuperada pela estrutura de condensação foram colocados dois reservatórios de vidro: um do lado esquerdo (4) e outro no lado direito (5), vide Figuras 25 e 26, respectivamente. Estes reservatórios têm 105 mm de diâmetro externo, parede com espessura de 3 mm e 800 mm de comprimento.

Figura 26 - Componentes auxiliares do sistema de refrigeração de água



Os trocadores de calor são resfriados por água resfriada por um criostato Lauda™, modelo RUK 40S, o qual é capaz de operar com temperaturas que variam de -40 a 100 °C.

Todos estes elementos estão alojados em uma estrutura metálica feita em aço e pintada com tinta preta como proteção à umidade, como pode ser facilmente identificado nas Figuras 25 e 26.

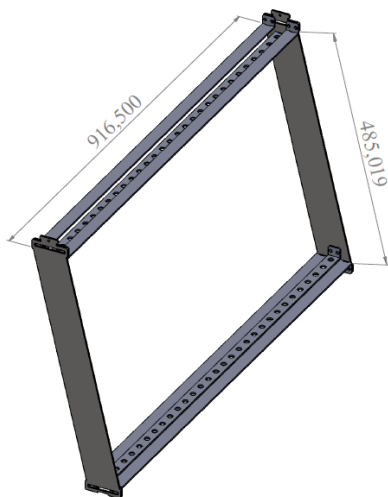
3.3. ESTRUTURAS DE CONDENSAÇÃO

Como já discutido anteriormente, o objetivo principal deste trabalho é testar tecnologias que permitem o desenvolvimento de equipamentos a serem instalados no interior de torres de resfriamento, capazes de condensar parcialmente o vapor contido no ar úmido de saída, utilizando para isto estruturas desenvolvidas no Labtucal e relatadas por Costa *et al.* (2014). Estas são basicamente compostas de termossifões assistidos ou não por estruturas porosas metálicas. Em uma aplicação real, os evaporadores destes termossifões estariam em contato com este meio poroso e os condensadores, com o ar ambiente.

Assim, serão medidas e comparadas performances térmicas de três estruturas de condensação: uma formada apenas pelos tubos e outras duas por tubos mais estruturas porosas, sendo que, em uma os tubos são aletados e em outra, os tubos são lisos. Note-se que, neste estudo, os tubos termossifões são substituídos por tubos de cobre, por onde circula água refrigerada. Conforme sugerido por Costa *et al.* (2014), o meio poroso estudado consiste de fitas flexíveis de aço inox espiraladas, semelhantes a uma esponja metálica porosa (ver Figura 7).

Com o intuito de agilizar e facilitar a troca das estruturas de condensação a serem testadas e devido à dificuldade em se trabalhar dentro da torre de resfriamento, foram construídos dois suportes iguais, uma para cada lateral do aparato, conforme mostra a Figura 27. Este suporte, adaptável a qualquer configuração que se deseja testar, limita as dimensões da estrutura de condensação a ser estudada. .

Figura 27 - Suporte metálico para os tubos de cobre



3.3.1. Descrição das estruturas estudadas

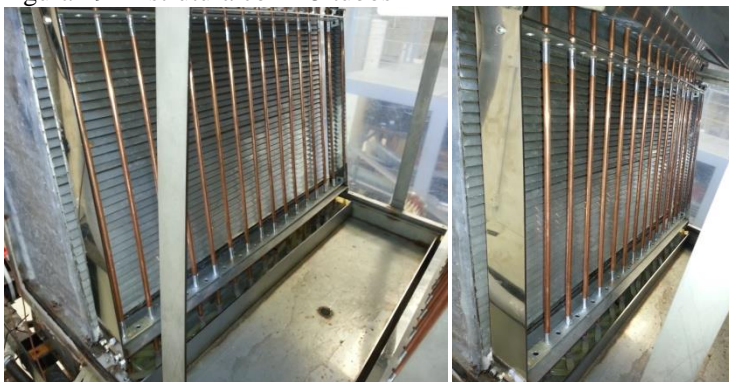
Inicialmente foram testadas duas estruturas contendo somente tubos de cobre lisos, com 3/8" de diâmetro externo e 750 mm de comprimento: a primeira contava com 30 tubos com espaçamento de 30,5 mm entre os centros dos tubos, como pode ser observado na Figura 28, e a segunda com 15 tubos com espaçamento de 61 mm entre

centros, conforme mostra a Figura 29. Os tubos de cobre foram conectados em um circuito de água fria, por meio de mangueiras de silicone, através de um sistema de distribuição do tipo manifold.

Figura 28 - Estrutura com 30 tubos



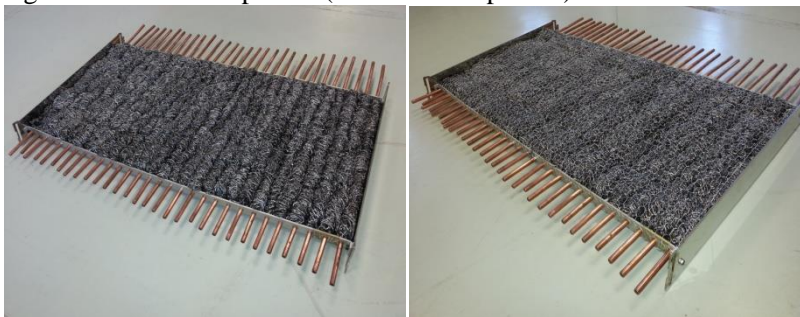
Figura 29 - Estrutura com 15 tubos



Na sequência foi confeccionada uma estrutura de condensação composta de 30 tubos de cobre, iguais aos já utilizados, juntamente com um meio poroso formado por um conjunto de esponjas metálicas comerciais feitas a partir de uma fita de aço inox espiralada, com 20 gramas cada esponja. Foram utilizadas 150 esponjas metálicas, 5 para cada um dos 30 tubos. No processo de montagem da estrutura porosa, as cinco esponjas foram transpassadas por cada tubo, num processo semelhante ao de se colocar pedaços de carne em espetos para churrasco. Com o intuito de melhorar a acomodação do meio poroso e

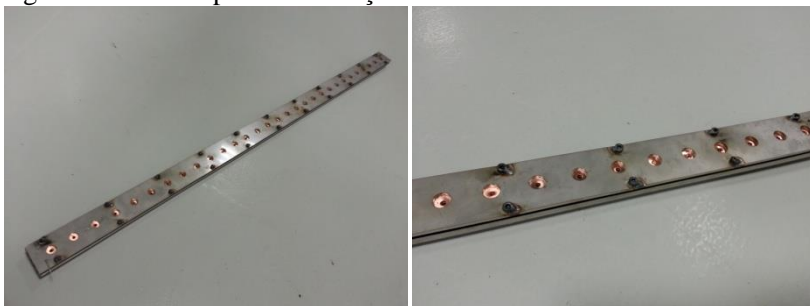
limitar o seu volume, uma tela de aço, com abertura de malha de 1/2", envolveu a estrutura externamente. Na Figura 30 é possível observar esta estrutura antes e depois da instalação da tela.

Figura 30 - Estrutura porosa (tubos + meio poroso)



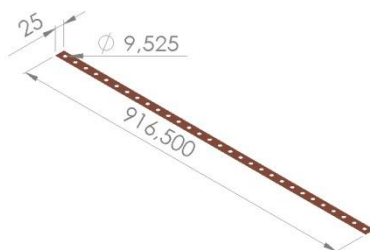
Uma segunda estrutura com meios porosos e tubos, muito semelhante a esta, foi construída, onde os tubos de cobre possuíam 19 aletas. O processo de fabricação deste tubo aletado também foi alvo de consulta à literatura e às técnicas da área de refrigeração, tendo-se optado pelo método desenvolvido por Pabón (2014). Este pesquisador sugere os seguintes passos: (i) fabricação de uma matriz de material resistente com a furação desejada para alocar o tubo (o diâmetro do furo deve ser igual ao diâmetro do tubo mais a espessura da chapa), (ii) corte da chapa metálica no formato da aleta pretendida e confecção de uma pré-furação na mesma, nos locais dos tubos (o diâmetro da furação deve ser de 10 à 20 % menor que o do tubo), (iii) confecção de uma punção com o mesmo diâmetro do tubo, e por fim, (iv) colocar a chapa pré-furada na matriz e forçar a punção contra o pré-furo, isto irá deixar o furo com abertura igual ao diâmetro do tubo a ser aletado, além de criar uma pequena aba responsável por melhorar a área de contato entre o tubo e a aleta. A Figura 31 ilustra a matriz juntamente com uma chapa de cobre, utilizadas para construir a última estrutura de condensação deste trabalho.

Figura 31 - Matriz para a confecção das aletas



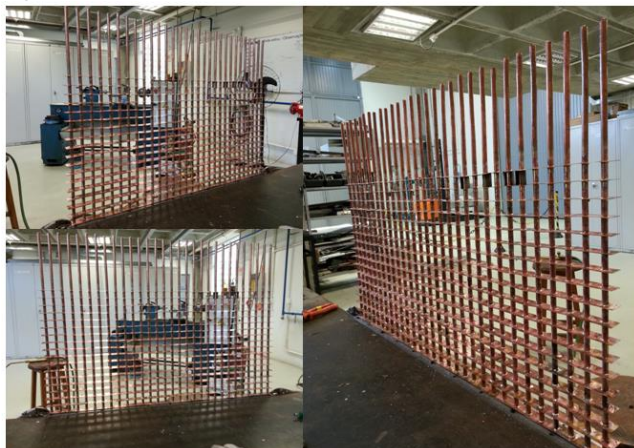
Todas as 19 aletas foram fabricadas a partir de uma chapa de cobre com espessura de 0,64 mm e possuem um comprimento de 916,5 mm, largura de 25 mm e 30 furos de 9,525 mm de diâmetro, conforme ilustrado na Figura 32.

Figura 32 - Aleta de cobre dimensionada



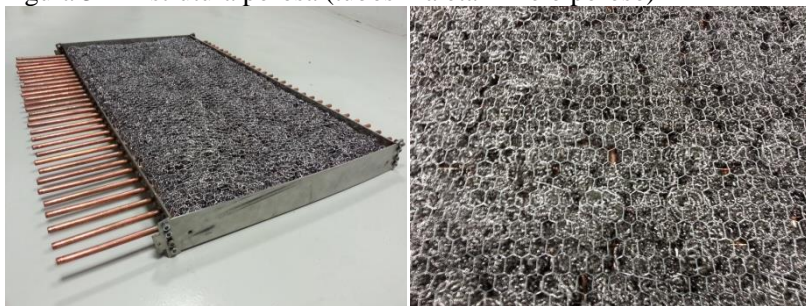
Todas as aletas foram soldadas nos 30 tubos de cobre com estanho, com uma distância de 25 mm entre elas. Após o processo de soldagem a estrutura não apresentou danos ou empenamentos significativos, isto devido às precauções tomadas durante este processo. Na Figura 33 é possível observar a estrutura pronta para receber o meio poroso.

Figura 33 - Estrutura com aletas



Depois de fabricado, foi inserida uma esponja para cada tubo, cobrindo a área exposta do tubo relativa a três aletas consecutivas. Logo, 180 esponjas metálicas foram necessárias para cada estrutura. Novamente, uma tela de aço de fechamento, com abertura de malha de 1/2", foi utilizada de forma que o volume externo da estrutura se mantivesse constante. Na Figura 34 é possível observar a estrutura porosa.

Figura 34 - Estrutura porosa (tubos + aleta + meio poroso)



Como a torre em escala reduzida possui duas bandejas de recolhimento de condensado separadas, uma para cada lado da torre, optou-se por testar ao mesmo tempo, duas estruturas porosas, cada uma alocada em uma lateral da torre. Assim, a estrutura porosa formada por 30 tubos e por 150 esponjas metálicas, foi colocada na lateral esquerda e

a estrutura porosa formada pelo mesmo número de tubos de cobre aletados e por 180 esponjas metálicas, na lateral direita, conforme mostra Figura 35. Pode-se notar, nesta figura, que as duas estruturas são extremamente difíceis de serem identificadas, quando observadas à distância.

Figura 35 - Estrutura porosa (tubo + meio poroso) e estrutura porosa (tubo + aleta + meio poroso), nesta ordem



É importante observar que, inicialmente, pretendia-se manter a mesma "densidade" do meio poroso (razão entre o número de esponjas e o volume da estrutura) para cada estrutura a ser testada. Porém, devido às características geométricas das estruturas, não foi possível manter a mesma quantidade de esponjas utilizadas.

3.4. SISTEMA DE MEDIÇÃO

Para realizar a coleta dos dados desejados, foi necessário instrumentar a bancada com diversos sensores, medidores e leitores de dados. Nesta seção descrevem-se os sistemas de medição empregados.

3.4.1. Armazenamento de dados

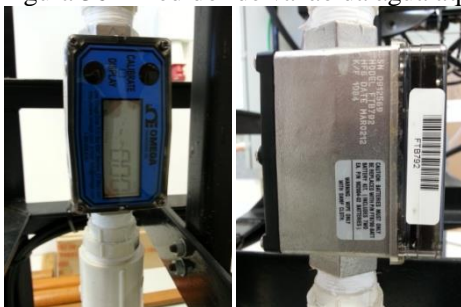
Um computador Intel™ Core™ 2 duo, 2,5 GHz, 3,0 GB de memória RAM, 250GB de HD e sistema operacional *Windows XP* foi

empregado para o armazenamento de dados, no qual os seguintes *softwares* devidamente instalados foram utilizados: *Microsoft™ Office™ 2000 Excel™*, *Loggernet™* versão 3.4.1, para o sistema de aquisição de temperatura *Campbell™ Scientific* e o *software AMR WinControl™*, para o sistema de aquisição de umidade.

3.4.2. Medidor de vazão

Dois medidores de vazão da empresa Omega™ foram utilizados para a medição da vazão das bombas hidráulicas. Na bomba AQ foi empregado o medidor modelo FTB 792, capaz de medir uma vazão de 2 a 20 galões por minuto com uma precisão de $\pm 1,5\%$ para uma temperatura de operação de -40 a $121\text{ }^{\circ}\text{C}$. Na bomba AF foi instalado o modelo FTB 791, com capacidade de medição de 1 a 10 galões por minuto, com uma precisão de $\pm 2\%$ com a mesma temperatura de operação que a do modelo anterior. A Figura 36 apresenta o medidor FTB 792 utilizado para medir a vazão de água aquecida que entrava na torre de resfriamento.

Figura 36 - Medidor de vazão da água aquecida



3.4.3. Sistema de aquisição de temperatura

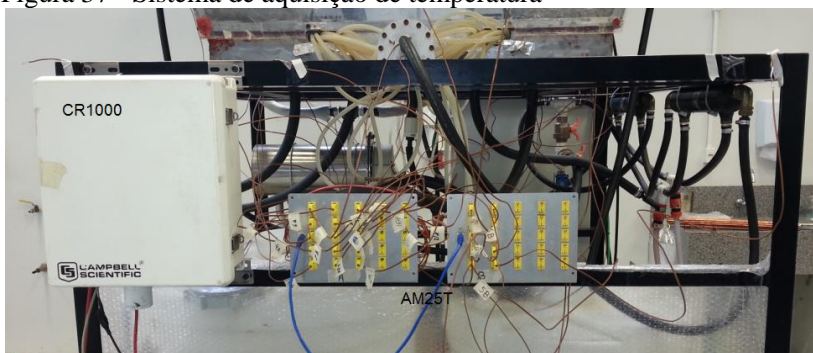
Todas as temperaturas foram medidas a partir de termopares do tipo K (cromo-níquel) da marca Omega™, capazes de medir temperaturas na faixa de -200 a $1250\text{ }^{\circ}\text{C}$, com erros de $2,2\text{ }^{\circ}\text{C}$ ou $0,75\%$ para temperatura acima de 0°C . Foram utilizados um total de 28 termopares, os quais estavam conectados ao sistema de aquisição de dados da *Campbell™ Scientific*, a partir de um módulo CR1000 e de dois multiplexadores AM25T (vide Figura 37).

Os termopares foram distribuídos ao longo da torre, da seguinte

forma:

- dois em cada chuveiro (temperatura de entrada da água quente na torre);
- dois para cada tanque de circulação de água quente (temperatura de saída da água quente na torre);
- dois para cada *manifold*, onde a água fria é distribuída para os tubos de cobre (temperatura de entrada da água fria);
- dois para cada *manifold*, que recolhe a água de resfriamento dos tubos de cobre (temperatura de saída da água fria);
- dois para medir a temperatura do ambiente;
- dois para medir a temperatura do ar úmido na saída do ventilador;

Figura 37 - Sistema de aquisição de temperatura



3.4.4. Medidor de velocidade

A velocidade do ventilador foi medida a partir de um termoanemômetro. Seu funcionamento se baseia na variação da resistividade de uma resistência elétrica, localizada na extremidade de uma sonda, em função da variação de temperatura causada pela convecção do ar. O termoanemômetro empregado neste trabalho é o da empresa Omega®, modelo HHF 1000R (Figura 38). Este equipamento tem a capacidade de medir velocidades de até 25 m/s, com precisão de $\pm 1,5 \%$ opera numa faixa de temperatura de -40 a $121 \text{ }^{\circ}\text{C}$.

Figura 38 - Termoanemômetro Omega® HHF 1000



3.4.5. Medidor de umidade

Para determinar as características termodinâmicas do ar úmido foi necessário medir, além da temperatura, a umidade relativa utilizando o instrumento da AHLBORN™, modelo FHAD 646 - E1C (Figura 39). Este equipamento opera em ambientes com 5 a 100% de umidade relativa e a níveis de temperatura variando de -20 a 80 °C, com precisão de $\pm 1,8 \%$ para valores entre 10 e 90% de umidade relativa; acima destes valores a precisão diminui o que torna os dados menos confiáveis. Um destes medidores foi usado para medir a umidade relativa e temperatura do ar ambiente, em um local próximo a torre, e outro na saída de ar do ventilador. Todos os dados coletados de temperatura e umidade relativa foram adquiridos através do sistema de aquisição de dados marca AHLBORN™ modelo ALMEMO 2490 (Figura.40).

Figura 39 - Sensor de umidade relativa



Figura 40 - Sistema de aquisição de dados marca AHLBORN modelo ALMEMO 2490



3.4.6. Medição de volume de água recuperada

Parte dos objetivos deste trabalho é determinar e comparar o volume de água perdida pela torre de resfriamento com o volume de água recuperada pelas estruturas de condensação. Para tanto, o tanque de circulação de água quente (tanque AQ), assim como os dois reservatórios de vidro responsáveis por armazenar a água condensada foram graduados quanto ao seu volume.

Como será discutido posteriormente, somente o tanque AQ foi graduado nos primeiros testes, efetuados com a torre sem estrutura de condensação. Esta graduação foi feita por intermédio de uma fita métrica, graduada em milímetros, fixa na lateral do tanque. A calibração foi feita pelo acréscimo gradual de água ao tanque, com o auxílio de um béquer de 2 L, anotando-se os valores correspondentes entre a quantidade de água (em litros) adicionada ao tanque e o valor indicado na fita métrica. Com estes dados determinou-se uma regressão linear entre os dados obtidos, ou seja, obteve-se uma relação matemática capaz de relacionar o volume de água com a medida encontrada na fita métrica, resultando na seguinte equação:

$$y = 3,6296x - 0,1437 \quad (3.4.1)$$

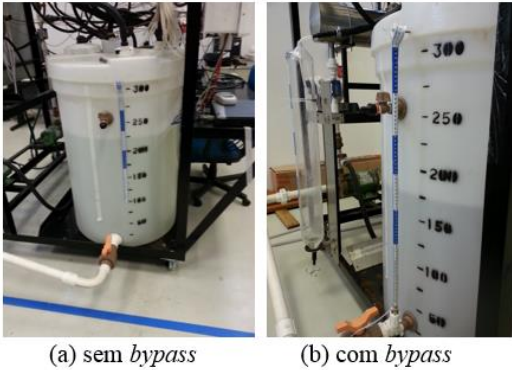
onde, y é o volume de água [L] existente no tanque e x o valor indicado na fita métrica [cm].

Devido à dificuldade encontrada na coleta de dados no tanque AQ a partir de leituras na fita métrica, causada pela agitação da água no

interior do tanque, foi necessário adaptar um *bypass* feito de uma mangueira de silicone e colocado paralelamente à parede do tanque, (ver Figura 42), o qual permite a indicação do nível de água com maior precisão. Porém, com este procedimento, foi necessário realizar uma nova graduação de calibração, obtendo-se a equação a seguir onde neste caso x é o valor indicado na fita, agora fixada na mangueira de silicone.

$$y = 3,6481x - 88,772 \quad (3.4.4)$$

Figura 41 - Tanque AQ graduado - sem e com *bypass* respectivamente



Seguindo os mesmos procedimentos anteriores foram graduados os dois reservatórios de vidro. Devido a sua capacidade de armazenamento ser consideravelmente inferior a do tanque, foi necessário utilizar um béquer menor de 500 mL. Os reservatórios de recuperação de água graduados podem ser observados na Figura 41.

As seguintes expressões foram obtidas para os reservatórios de vidro do lado esquerdo e direito, respectivamente:

$$y = 0,0798x - 0,2949 \quad (3.4.2)$$

$$y = 0,08x - 0,2292 \quad (3.4.3)$$

Figura 42 - Reservatórios de vidro graduados



4. METODOLOGIA E MODELAGEM DO EXPERIMENTO

Qualquer pesquisa científica deve ser realizada com metodologia e estrutura organizada, de forma que os resultados possam ser confiáveis e reprodutíveis (BELLO, 2009). Neste capítulo, a metodologia empregada no desenvolvimento dos experimentos de tecnologias da torre de resfriamento em escala reduzida será discutida.

4.1. METODOLOGIA

O objetivo principal deste trabalho é encontrar uma estrutura de condensação capaz de recuperar parte da água perdida através do ar úmido que deixa uma torre de resfriamento. Como já observado anteriormente, tecnologias de condensação, compostas de estruturas metálicas porosas resfriadas com termossifões, através da qual percola ar úmido, foram desenvolvidas no contexto de outros trabalhos e serão testadas na torre de resfriamento em miniatura aqui descrita.

Com isso, pretende-se medir o percentual de vapor de água contido no ar úmido que pode ser condensado e recolhido. Para tanto, a presente bancada experimental permite o controle das seguintes variáveis: número de tubos, número de aletas, densidade do meio poroso na estrutura de condensação, velocidade do ventilador, temperatura e vazão da água a ser refrigerada, temperatura e vazão da água de refrigeração (que passa no interior dos tubos). Outras variáveis que influenciam este estudo são: temperatura e umidade do ambiente, porém estas condições termo higrométricas não são controláveis.

Métodos estatísticos devem ser empregados quando um experimento envolve um grande número de parâmetros. Dentre estes métodos pode-se citar o planejamento estatístico de experimentos multi-variáveis. Adotando-se o método estatístico do tipo 2^k (MONTGOMERY, 1997 e BARBETTA *et al.*, 2009), que consiste na realização de experimentos em dois níveis para cada um dos fatores, obtêm-se, no presente caso, 256 experimentos. Além disto, se cada experimento fosse repetido 3 vezes (teste de uma repetitividade de 3 para cada um dos experimentos), terá então, um total de 768 testes a serem realizados.

Como a quantidade de experimentos ainda é alta, foi necessário realizar testes preliminares com a torre em "vazio", ou seja, sem as estruturas de condensação. No primeiro grupo de testes sem estruturas de condensação apenas dois parâmetros foram variados: velocidade do ventilador e a vazão da água a ser refrigerada, a qual se encontrava na

temperatura ambiente. A fim de se obter sensibilidade nas medições que permitam a comparação dos dados com modelos matemáticos, procurou-se realizar estes testes em dias cuja umidade relativa era baixa o suficiente para que o ar não deixasse a torre de resfriamento no estado saturado ou supersaturado, uma vez que, devido à instrumentação utilizada, nestas condições, os dados medidos seriam imprecisos. Assim foi possível determinar qual a influência destas variáveis na perda de água da torre para o ambiente e também verificar se a modelagem termodinâmica proposta era satisfatória. Considerando apenas estas duas variáveis, o método estatístico de planejamento de experimento do tipo 2^k e uma repetitividade de 3 para cada configuração, tem-se uma totalidade de 12 ensaios a serem executados. Cada teste tem duração de 3 horas e 30 minutos (1h30min em regime transiente e 2h em regime permanente).

Na sequência, ainda para a torre em “vazio”, foi executado os testes com três outras variáveis: velocidade do ventilador, temperatura e vazão da água a ser refrigerada. Esta última configuração de teste é a que melhor representa o processo de resfriamento que ocorre em uma torre convencional. Assim, nesta etapa foi possível identificar o funcionamento da torre de resfriamento em escala reduzida e determinar as variáveis mais importantes que afetam a perda de água para o ambiente. Este caso foi assumido como funcionamento padrão de referência (ou “*benchmark*”). Também foi aplicado o método estatístico do tipo 2^k com uma repetitividade de 3 para cada configuração, totalizando 24 testes, de 3 horas e 30 minutos cada, sendo, novamente, 1h30min para atingir regime transiente e 2h para o regime permanente.

Realizados todos os primeiros testes, passou-se a estudar o efeito da estrutura de condensação resfriada por fluido refrigerante que escoar através de tubos de cobre, simulando termossifões, sem a presença de meio poroso. Neste experimento era possível controlar os parâmetros: velocidade do ventilador, temperatura e vazão da água a ser refrigerada, temperatura e vazão da água de refrigeração e a quantidade de tubos. A aplicação do método estatístico do tipo 2^k a este conjunto de variáveis resultaria em um volume excessivo de testes, inviável de ser executado, considerando o tempo de pesquisa disponível para uma dissertação de mestrado. O seguinte procedimento foi adotado: com os resultados e experiência prévia do grupo de pesquisa nesta área, foi selecionada uma configuração que deveria, *a priori*, apresentar o melhor resultado. Esta configuração foi ensaiada 3 vezes. Depois, para cada novo teste, apenas uma das variáveis foi alterada, mantendo-se as outras fixas e iguais às do padrão estabelecido. Não mais foram feitos testes de repetitividade.

Com esta abordagem, o número de experimentos caiu de 192 para 9. Neste caso observações experimentais levaram à decisão de se aumentar em meia hora o tempo de medições em regime transiente, de forma que o tempo total de teste totalizou 4h. Esta etapa foi importante para preparar os testes mais importante e também por apresentar um primeiro resultado de recuperação de água na torre de resfriamento.

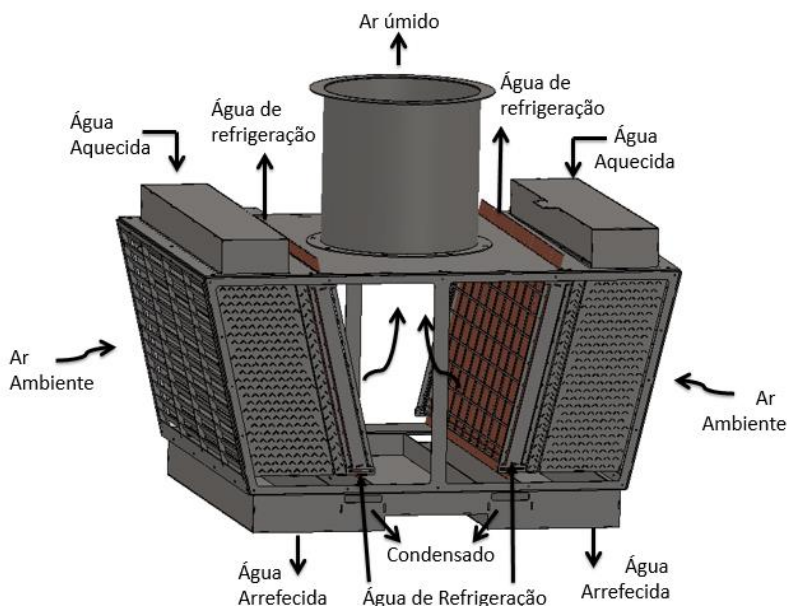
Nos testes finais foram testadas duas estruturas de condensação: uma constituída basicamente de tubos de cobre mais meio poroso (alocada no lado direito da torre) e a segunda de tubos de cobre aletados com meio poroso (no lado esquerdo da torre). Devido ao grande número de variáveis envolvidas neste experimento foi determinada, com o auxílio dos resultados anteriores, uma configuração padrão para a velocidade do ventilador, temperatura e vazão da água a ser refrigerada, temperatura e vazão da água de refrigeração, assim como o número de tubos a serem empregados na estrutura porosa. Também foi determinada apenas uma configuração para o número aletas e densidade do meio poroso a serem testados. Com isso, foi possível reduzir o número de testes para uma única configuração com três repetições. Neste caso o transiente durou cerca de 1h30min enquanto o regime permanente foi testado por 2h, perfazendo um total de 3h30min de teste para cada configuração analisada.

Note-se que o ideal seria testar a torre segundo um procedimento estatístico de planejamento de experimentos; esta tarefa, porém, seria longa e ambiciosa demais para ser desenvolvida no contexto de uma dissertação de mestrado.

Como já observado, o principal resultado a ser extraído deste trabalho é a determinação da porcentagem de água inserida no ar úmido durante o processo de resfriamento, que pode ser recuperada por cada estrutura condensadora testada. De uma forma bem simplificada, o processo a ser monitorado na torre de resfriamento consiste nos seguintes passos principais. Primeiro ocorre o escoamento de ar ambiente que, controlado pela rotação do ventilador, entra pelas laterais da torre passando pelo enchimento, o qual é formado por um conjunto de calhas. Sobre estas calhas, um chuveiro despeja água aquecida a uma temperatura controlada. Na verdade, a principal função da calha é retardar a velocidade de escoamento da água, permitindo um maior tempo de contato entre ar e água, melhorando, assim, o processo de resfriamento da água quente. O ar que deixa esta calha está aquecido e umidificado. O ar aquecido e umidificado percola então a estrutura de condensação que está a uma temperatura abaixo da temperatura do ar úmido, fazendo com que este se resfrie até atingir o ponto de orvalho,

quando este começa a mudar de fase, se condensando. O condensado formado é, por efeito da gravidade, conduzido até bandejas de recolhimento específicas, localizadas na região inferior da torre, sendo o seu volume medido. Assim, o ar que sai da estrutura condensadora apresenta menor temperatura e menor umidade. A Figura 43 ilustra esquematicamente os processos térmicos observados na torre de resfriamento.

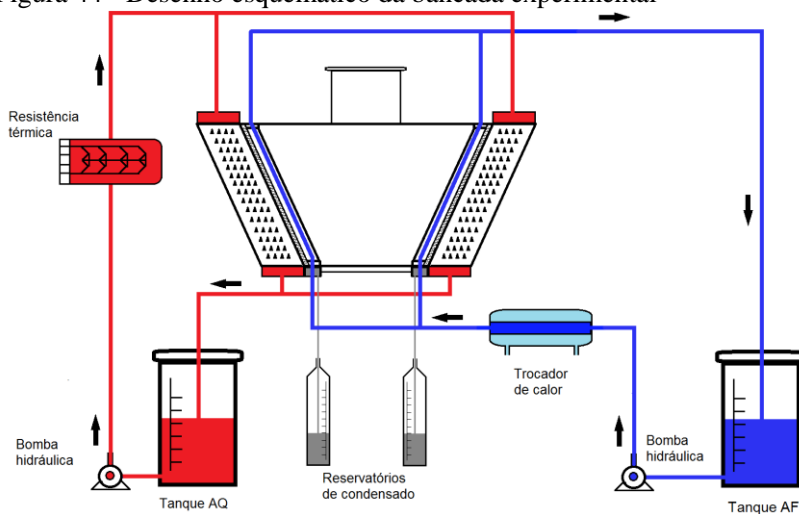
Figura 43 - Desenho esquemático da torre de resfriamento com a estrutura de condensação



O procedimento inicial adotado pra todos os testes seguiram a seguinte ordem de ações (ver Figura 44):

- (i) Liga-se o ventilador da torre assim como a bomba hidráulica responsável pela circulação da água a ser arrefecida,
- (ii) Após a torre estar com seu enchimento encharcado de água, liga-se o banco de resistências para o aquecimento de água,
- (iii) Acionam-se o criostato e a bomba hidráulica de circulação da água fria (este item só se aplica a testes envolvendo as estruturas de condensação).

Figura 44 - Desenho esquemático da bancada experimental



Para que a própria torre não alterasse as condições ambientais dentro das instalações do Laboratório de Petróleo e Gás, durante os testes experimentais, uma das portas de acesso ao laboratório, assim como as janelas próximas a torre ficaram abertas, e em dias muito quentes os aparelhos de ar-condicionado foram ligados para ajudar a manter constantes a umidade relativa e temperatura do ar ambiente, como pode ser observado na fotografia da Figura 45.

Figura 45 - Ambiente dos testes no Laboratório de Petróleo e Gás



4.2. MEDIÇÃO DE PARÂMETROS

Após a construção da bancada e antes que os testes propriamente ditos fossem realizados, foram conduzidos testes preliminares com o objetivo de determinar os limites operacionais e a forma de controle de todos os parâmetros de teste, dos quais a bancada permite controle. Nesta seção, estes testes preliminares são descritos.

4.2.1. Vazão das bombas hidráulicas

Como apresentado no item 3.2, este experimento possui duas bombas hidráulicas, uma responsável por circular a água de refrigeração nos tubos de cobre (bomba AF) e outra por bombear, para a torre de resfriamento (bomba AQ), a água quente a ser arrefecida.

Nos testes preliminares identificou-se que os medidores de vazão não são capazes de medir fluxos resultantes das bombas operando em sua máxima vazão, ou seja, foi necessário limitar a vazão das bombas em função da capacidade de medida destes equipamentos, para 2,27 m³/h para a bomba AF e 4,54 m³/h para a bomba AQ. Esta vazão máxima também está sujeita à capacidade da bandeja de circulação da água quente, cuja vazão máxima é cerca de 3,2 m³/h. Além disto, para preservar os equipamentos, optou-se por operar com as bombas acima de 25% da potência nominal.

Os seguintes parâmetros foram escolhidos para os testes: 2,6 m³/h e 2,0 m³/h para a vazão da bomba AQ e de 1,2 m³/h e 1,4m³/h, para a bomba AF.

4.2.3. Velocidade do Ventilador

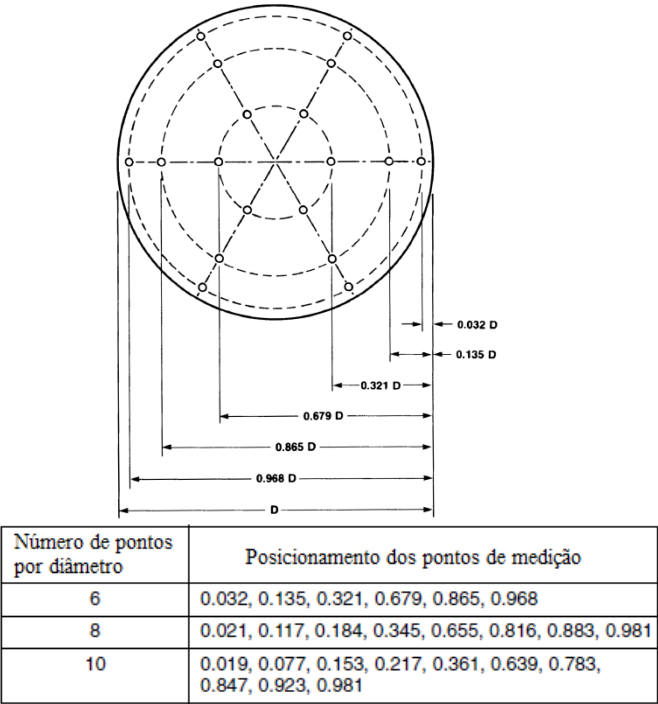
Os testes preliminares mostraram que o ventilador possui uma potência muito alta para a torre de resfriamento em escala reduzida, ou seja, quando o mesmo opera com sua máxima capacidade, uma quantidade significativa de água é arrastada e expelida para o ambiente em pequenas gotas. Como não é possível medir este volume de água arrastada, este efeito deve ser evitado para não prejudicar o cálculo de balanço de massa que será feito a partir da modelagem termodinâmica proposta.

Da mesma forma, como para as bombas hidráulicas, também não é indicado que o ventilador opere com uma potência muito baixa. Logo, foi especificado que o mesmo trabalharia a níveis de 1/4 a 1/3 da sua potência máxima.

Os cálculos do balanço de massa e energia são possíveis a partir

da medida das velocidades do ar insuflado pelo ventilador, para as potências selecionadas. Adotou-se, para isto, a metodologia sugerida na norma ASHRAE (2001), regra do *log-linear*, a qual consiste na coleta da velocidade em pontos específicos, conforme apresentado na Figura 46. Faz-se, então, uma média aritmética simples dos valores, obtendo-se, desta forma, a velocidade média do ventilador. Este método também é capaz de fornecer o perfil de velocidade aproximado. Ainda segundo a norma ASHRAE (2001), a regra *log-linear*, aplicada a dutos circulares prevê que a seção onde são realizadas as medidas de velocidade deve estar localizada na tubulação a uma distância de ao menos, 7,5 vezes o seu diâmetro após o ventilador, e, ainda o tubo deve ter pelo menos 3 vezes o seu diâmetro de tubulação, após a seção de medida. Para casos em que isto não é possível, deve-se adotar comprimentos de, no mínimo, 2 vezes o diâmetro após o ventilador e 1 vez o diâmetro após a seção de teste, porém, neste caso, deve-se realizar medidas de velocidade em mais pontos ao longo da seção de testes.

Figura 46 - Pontos de medição em dutos circulares de acordo com a regra de log-linear

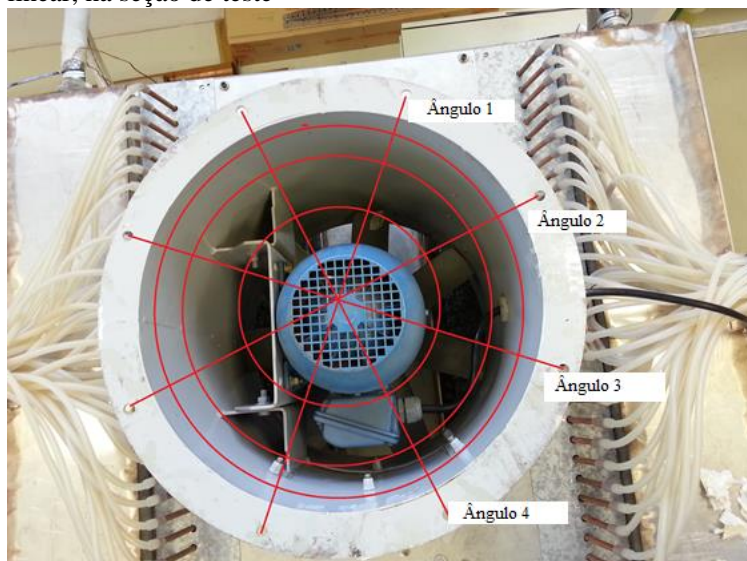


Fonte: ASHRAE, 2001

Como o ventilador utilizado possui um diâmetro de 400 mm, seria necessário, para aplicar a regra *log-linear* satisfatoriamente, 4,2 metros de tubulação acima do ventilador. Considerando a altura em que a torre de resfriamento em escala reduzida se encontra, mais o comprimento da tubulação, isso tornaria a coleta de dados da velocidade muito difícil, além de afetar significativamente o funcionamento da torre. Portanto, para viabilizar a aquisição dos dados e não alterar as condições de operação da bancada, foi definido que as medidas de velocidade seriam coletadas logo após a saída do ventilador. Para diminuir o erro causado por essa simplificação experimental e coletar valores representativos para a velocidade do ventilador, foi ampliado o número de pontos em que a velocidade seria medida na seção transversal e aplicado um fator de repetitividade de 3 testes para cada configuração. Os pontos de medição de velocidade adotados para o

presente trabalho estão mostrados na Figura 47.

Figura 47 - Localização dos pontos de medição de acordo à regra log-linear, na seção de teste



As Tabelas 2 e 3 mostram as velocidades encontradas nos pontos da seção de medição, para o ventilador trabalhando com 1/3 e com 1/4 da sua potência máxima, para a bancada operando em “vazio”.

Calculando-se uma média simples das velocidades medidas, tem-se que a velocidade média para o ventilador operando com 1/3 da potência do ventilador é de 7,17 m/s e de 5,39 m/s para 1/4 da potência.

Tabela 2 - Velocidades [m/s] nos pontos da seção de medição, conforme a Figura 47, para o ventilador trabalhando com 1/3 da potência máxima.

Ângulo	Posição no diâmetro [mm]					
	12,8	54,0	128,4	271,6	346	387,2
1	9,6	8,7	2,9	4,5	6,3	8,0
2	9,5	6,0	3,0	9,4	9,4	7,1
3	6,8	6,0	4,0	9,4	9,4	4,8
4	9,7	9,6	8,1	9,4	7,5	2,9

Tabela 3 - Velocidades [m/s] nos pontos da seção de medição, conforme a Figura 47, para o ventilador trabalhando com 1/4 da potência máxima

Ângulo	Posição no diâmetro [mm]					
	12,8	54	128,4	271,6	346	387,2
1	7,5	6,8	2,1	3,4	4,9	6,4
2	7,0	4,0	2,0	7,9	8,0	5,0
3	4,1	4,1	2,5	7,5	7,2	3,2
4	7,4	7,4	6,1	7,5	5,6	2,0

Para o conjunto de testes experimentais das estruturas de condensação foi necessário medir novamente a velocidade do ventilador, devido ao aumento na perda de carga provocado pela presença destas estruturas. As Tabelas 4 e 5 mostram, respectivamente, as velocidades encontradas nos pontos da seção de medição, para os dois níveis de variação deste parâmetro, 5,43 m/s para 1/3 da potência nominal do ventilador e de 6,16 m/s para 3/7 da potência nominal.

Tabela 4 - Velocidade [m/s] de cada ponto da seção do ventilador para os testes com as estruturas porosas - 1/3 da potência nominal

Ângulo	Posição no diâmetro [mm]					
	12,8	54	128,4	271,6	346	387,2
1	7,5	6,8	2,1	3,4	4,9	6,4
2	7,0	4,0	2,0	7,9	8,0	5,0
3	4,1	4,1	2,5	7,5	7,2	3,2
4	7,4	7,4	6,1	7,5	5,6	2,0

Tabela 5 - Velocidade [m/s] de cada ponto da seção do ventilador para os testes com as estruturas porosas - 3/7 da potência nominal

Ângulo	Posição no diâmetro [mm]					
	12,8	54	128,4	271,6	346	387,2
1	7,8	7,9	5,4	6,3	6,2	6,0
2	6,6	7,1	5,8	5,9	5,8	5,8
3	6,6	6,7	6,0	5,4	5,6	5,6
4	6,2	6,4	6,4	5,4	5,5	5,4

4.2.2. Temperatura da água aquecida e de refrigeração

A temperatura da água a ser refrigerada foi definida a partir de um teste na torre em escala reduzida, com o ventilador e bomba AQ ligados em suas máximas condições operacionais. Neste ensaio foi observado que o banco de resistências necessitaria de um tempo consideravelmente grande para a água atingir uma temperatura maior que 38 °C, aumentando, consequentemente, a duração do regime transiente, prejudicando o desenvolvimento da pesquisa. Assim, foram adotados dois níveis de temperaturas para esta variável: 35 e 28 °C.

A temperatura da água de refrigeração, que passa através dos tubos de cobre, foi determinada considerando-se a temperatura de entrada da água quente a ser refrigerada e a diferença entre ela e a temperatura do ambiente. O controle desta variável é importante na avaliação das estruturas de condensação, uma vez que os tubos de cobre simulam a seção do evaporador de um termossifão, estando inseridos no interior da torre e em contato com o ar saturado. Para que as condições de teste fiquem próximas às condições de operação em uma torre real, admitiu-se uma diferença de temperatura de aproximadamente 15 e 20 °C, considerando-se um nível de temperatura de 35 °C, para a água a ser arrefecida, assim, a temperatura da água de refrigeração deve estar próxima a 20 e 15°C. Para atingir este nível, a água de refrigeração é arrefecida em dois trocadores de calor de tubos concêntricos, os quais utilizam um criostato como fonte fria, sendo que este também controla a temperatura do equipamento, que está configurado para operar nos níveis de 10 e 15 °C.

4.2.4. Número de tubos

Um código computacional desenvolvido em linguagem de programação *Engineering Equation Solver*TM (EESTM), baseado no modelo de *Nusselt* apresentado no item 2.3.1 deste trabalho, foi escrito para determinar o número de tubos a serem utilizados nas estruturas de condensação. O EES é, de forma geral, um *software* comercial capaz de resolver numericamente sistemas de equações não lineares e equações diferenciais. Possui também ferramentas e rotinas específicas para solucionar problemas de transferência de calor e termodinâmica (F-CHART SOFTWARE, 2015).

Um modelo matemático para determinação do Número de *Reynolds*, composto pelas Equações 2.3.13, 2.3.14 e 2.3.15, para fluxo laminar, ondulatório ou turbulento, foi implementado utilizando-se o

Software EESTM. Com a determinação do *Reynolds*, pode-se utilizar a Equação 2.3.12 para determinar o coeficiente convectivo médio (\bar{h}). Equações 2.3.10 e 2.3.11 também foram inseridas no código, para determinar a taxa de transferência de calor (\dot{Q}) e a taxa de condensação (\dot{m}), respectivamente. O código desenvolvido foi validado comparado os resultados obtidos a com resultados de problemas da literatura (Exemplo 10.3, Incropera *et al.*, 2008).

Desta forma, a quantidade de tubos adequada deve ser tal que seja possível transportar toda a energia calculada através do modelo descrito. Dados físicos adicionais relativos ao ambiente também foram incluídos nestes cálculos, sendo os principais: pressão do ambiente, 101325 Pa, temperatura da parede do tubo, 15 °C (com base na temperatura da água de refrigeração especificada anteriormente); comprimento do tubo, 485 mm; diâmetro do tubo, 9,525 mm e aceleração da gravidade, 9,81 m/s².

O número de tubos também deve ser tal que permita condensar vapor de água em ar úmido. Com base nos resultados obtidos da torre operando em “vazio” (ou seja, o “*benchmark*”, que caracteriza o funcionamento da torre sem estruturas de condensação) adotou-se neste cálculo o valor de 49,1 litros de água expelida para o ambiente por um período de 2 h, o que significa que os tubos de cobre deveriam ser capazes de condensar aproximadamente 6,82 mL/s.

Por outro lado, segundo a simulação computacional, o número de *Reynolds* calculado pelo presente modelo é característico de regime de condensação ondulatório ($30 \leq Re \leq 1800$). Com estas considerações é possível calcular os parâmetros \bar{h}_o , \dot{Q}_o e o \dot{m}_o , mostrados na Tabela 6 em função do número de tubos.

Como o presente caso, a condensação ocorre na presença de gases não condensáveis (ar), o coeficiente de calor convectivo médio calculado deve ser corrigido. A Figura 12 ilustra a influência dos gases não condensáveis no coeficiente de transferência de calor. A porcentagem de vapor no ar saturado, para uma pressão ao nível do mar, é de aproximadamente 4 a 3 %, (SENTELHAS e ANGELOCCI, 2009), logo, com base na Figura 12, assume-se que o coeficiente convectivo é por volta de 10 vezes menor. Como a taxa de condensação é diretamente dependente do \bar{h}_o , o valor de \dot{m}_o também será reduzido em 10 vezes.

Com base nos resultados da Tabela 6 e na taxa de condensação requisitada para recuperar a água lançada para fora da torre, de 6,82 mL/s, pode se concluir que seriam necessário no mínimo 29 tubos de cobre. Adotou-se, portanto, devido à geometria do aparato

experimental e por facilidade de construção, 30 tubos por estrutura de condensação. Para se medir a sensibilidade deste parâmetro no funcionamento da torre, adotou-se também o número de 15 tubos, sendo que cada ensaio foi realizado com duas estruturas de condensação, uma para cada lado da torre de resfriamento.

Tabela 6 - Resultado do modelo computacional em EESTM visando a determinação do número de tubos das estruturas de condensação.

N.º de tubos	\bar{h}_o [W/(m² K)]	\dot{m}_o [kg/s]	\dot{Q}_o [W]	Re_o
5	4867	0,0120	30,022	652,9
10	4867	0,0240	60,044	652,9
15	4867	0,0360	90,066	652,9
20	4867	0,0481	120,089	652,9
25	4867	0,0601	150,111	652,9
26	4867	0,0625	156,115	652,9
27	4867	0,0649	162,119	652,9
28	4867	0,0673	168,124	652,9
29	4867	0,0697	174,128	652,9
30	4867	0,0721	180,133	652,9
31	4867	0,0745	186,137	652,9
32	4867	0,0769	192,142	652,9
35	4867	0,0841	210,155	652,9
60	4867	0,1442	360,266	652,9

4.2.5. Número de aletas e densidade do meio poroso

Com base na estrutura porosa anteriormente testada por Mantelli *et al.* (2012) e na dimensão da estrutura de condensação a ser confeccionada, foi determinada que a quantidade de aletas necessária seria de 19, assim como a distância entre elas de 25 mm, conforme já apresentado no item 3.3 deste trabalho.

A quantidade de meio poroso foi determinada conforme a necessidade de preencher as estruturas de condensação durante o processo de fabricação das mesmas, como descrito anteriormente na seção 3.3 deste trabalho. Para a estrutura de condensação formada por

tubos de cobre e meio poroso, foram utilizadas 150 esponjas metálicas, e para a estrutura constituída por tubos aletados e meio poroso, foram colocadas 180 esponjas.

4.2.6. Plano de testes

Definida a faixa de variação das grandezas relativas a cada um dos parâmetros a serem controlados nos experimentos, foi possível elaborar planos de testes para todas as etapas, conforme descrito na Seção 4.1, os quais são apresentados em tabelas.

Na Tabela 7 é exposta a configuração dos testes de reconhecimento das condições de operação do sistema, executados na primeira fase. Cada configuração foi executada 3 vezes, para garantir a repetitividade dos resultados.

Tabela 7 - Configuração dos testes de reconhecimento das condições de operação da bancada experimental

Nº. Teste	Vel. do ventilador [m/s]	Vazão da bomba AQ [m³/h]
01	7,17	2,0
02	7,17	2,6
03	5,39	2,0
04	5,39	2,6

A configuração do conjunto de experimentos que caracterizam a torre operando em “vazio”, sem estruturas de condensação (“*benchmark*”) é apresentada na Tabela 8. Neste caso, também os testes foram repetidos 3 vezes.

De maneira similar, a Tabela 9 mostra as configurações dos testes realizados na torre com estruturas de condensação, porém sem o meio poroso, ou seja, estruturas compostas apenas pelos tubos de cobre. O teste N.º 100 foi executado repetido três vezes (para medidas de reprodutibilidade), enquanto que os testes subsequentes, somente uma única vez.

Tabela 8 - Configuração de testes da torre operando em vazio
(*benchmark*)

Nº. Teste	Vel. do ventilador [m/s]	Vazão da bomba AQ [m³/h]	T. da água quente [°C]
10	5,39	2,0	28
20	5,39	2,6	28
30	7,17	2,0	28
40	7,17	2,6	28
50	5,39	2,0	35
60	5,39	2,6	35
70	7,17	2,0	35
80	7,17	2,6	35

Tabela 9 - Configuração de testes da estrutura de condensação em tubos
sem meios porosos

Nº. Teste	Vel. do ventilador [m/s]	Vazão da bomba AQ [m³/h]	T. da água quente [°C]	Vazão da bomba AF [m³/h]	T. da água fria [°C]	Nº de tubos
100	7,17	2,6	35	1,4	14,5	60
110	7,17	2,6	28	1,4	14,5	60
120	5,39	2,6	35	1,4	14,5	60
130	7,17	2,0	35	1,4	14,5	60
140	7,17	2,6	35	1,4	18,5	60
150	7,17	2,6	35	1,2	14,5	60
160	7,17	2,6	35	1,4	14,5	30

Foram adotadas 6 configurações para os testes com a torre de resfriamento assistida pelas duas estruturas porosas, conforme apresentado na Tabela 10, sendo que o teste N.º 200 foi adotado como padrão e este repetido 3 vezes.

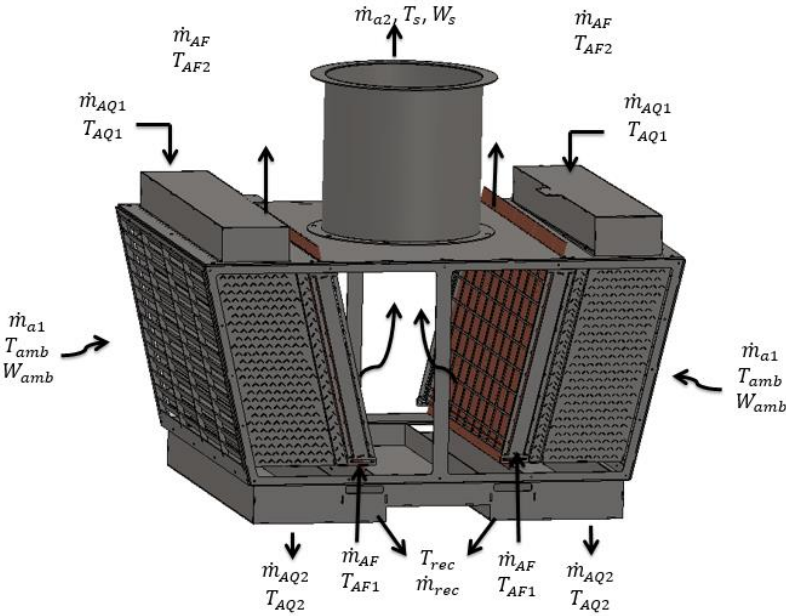
Tabela 10 - Configuração de testes da estrutura de condensação em tubos com meios porosos

Nº. Teste	Vel. do ventilador [m/s]	Vazão da bomba AQ [m³/h]	T. da água quente [°C]	Vazão da bomba AF [m³/h]	T. da água fria [°C]	Nº de tubos
200	5,43 m/s	2,6 m³/h	35 °C	1,4 m³/h	16,0 °C	60
210	5,43 m/s	2,6 m³/h	35 °C	1,4 m³/h	14,5 °C	60
220	5,43 m/s	2,6 m³/h	35 °C	1,2 m³/h	17,0 °C	60
230	5,43 m/s	2,0 m³/h	35 °C	1,4 m³/h	17,7 °C	60
240	5,43 m/s	2,6 m³/h	28 °C	1,4 m³/h	16,6 °C	60
250	6,16 m/s	2,6 m³/h	35 °C	1,4 m³/h	17,5 °C	60

4.3. MODELAGEM TERMODINÂMICA

Para melhor compreender os fenômenos físicos, a torre de resfriamento foi modelada matematicamente, tendo como base o desenho esquemático da Figura 43. Inserindo nesta imagem as variáveis envolvidas nos processos que ocorrem na torre, tem-se a Figura 48, sendo \dot{m}_{a1} a vazão mássica de ar seco que entra na torre, T_{amb} a temperatura ambiente, W_{amb} a umidade absoluta do ambiente, \dot{m}_{AQ1} e T_{AQ1} , a vazão mássica e a temperatura da água a ser refrigerada que entra na torre, nesta ordem, \dot{m}_{AQ2} e T_{AQ2} , a vazão mássica e a temperatura da água a ser refrigerada que deixa a torre, respectivamente, \dot{m}_{AF} a vazão mássica da água de refrigeração (que permanece sempre constante), T_{AF1} e T_{AF2} a temperatura de entrada e saída da água de refrigeração, nesta sequência, \dot{m}_{a2} , T_s e W_s a vazão mássica, a temperatura de ar seco e a umidade absoluta que sai da torre de resfriamento, respectivamente e finalmente, T_{rec} e \dot{m}_{rec} são a temperatura e a vazão mássica da água condensada.

Figura 48- Modelo esquemático da torre de resfriamento em escala reduzida com as variáveis envolvidas no processo de resfriamento



A partir da Figura 48, pode-se realizar um balanço de massa para o ar seco e para a água em regime permanente, não considerando as estruturas de condensação, resultando nas equações, respectivamente:

$$\dot{m}_{a1} = \dot{m}_{a2} \quad (4.3.1)$$

$$(\dot{m}_{AQ1} - \dot{m}_{AQ2}) = \dot{m}_a(W_s - W_{amb}) \quad (4.3.2)$$

A taxa de troca de calor envolvendo a água a ser refrigerada, ${}_1q_2^*$, pode ser determinada a partir da seguinte equação:

$${}_1q_2^* = (\dot{m}_{AQ1} h_{AQ1} - \dot{m}_{AQ2} h_{AQ2}) \quad (4.3.3)$$

Realizando o balanço de energia na torre de resfriamento, sem as estruturas de condensação tem se a expressão:

$${}_1q_2^* + (\dot{m}_{a1} h_{a1} + \dot{m}_{a2} W_{amb} h_{g,amb}) - (\dot{m}_{a2} h_{a2} + \dot{m}_{a2} W_s h_{gs}) = 0 \quad (4.3.4)$$

O balanço de massa do ar seco, para a torre de resfriamento com as estruturas de condensação é a mesma apresentada anteriormente, Equação 4.3.1. Porém para a água o balanço de massa é dado por:

$$(\dot{m}_{AQ1} - \dot{m}_{AQ2}) = \dot{m}_a(W_s - W_{amb}) + \dot{m}_{rec} \quad (4.3.5)$$

Já o balanço de energia, para a torre de resfriamento é determinado pela equação:

$${}_1q_2^* + (\dot{m}_{a1} h_{a1} + \dot{m}_{a2} W_{amb} h_{g,amb}) - (\dot{m}_{a2} h_{a2} + \dot{m}_{a2} W_s h_{gs}) + \dot{m}_{AF}(h_{AF1} - h_{AF2}) - \dot{m}_{rec} h_{rec} = 0 \quad (4.3.6)$$

Para determinar os valores da umidade absoluta é necessário utilizar a Equação 2.1.8, onde é possível obter a pressão parcial de vapor de água saturado, em função da temperatura. Esta expressão pode ser posteriormente inserida na Equação 2.1.15, junto com a umidade relativa obtida pelo sensor de umidade, resultando no valor da pressão parcial do vapor de água presente no ar. Finalmente, através da Equação 2.1.14 encontra-se a umidade absoluta.

4.4. ANÁLISE DAS INCERTEZAS EXPERIMENTAIS

De acordo com Gonçalves e Souza (2008), todo processo de medição está submetido a um conjunto de fatores, como perturbações externas, ação do operador e condições ambientais, que combinados afetam a resposta do sistema de medição ideal, causando erros inevitáveis na medição.

Para tanto, foram determinadas as incertezas de medição para a quantidade de água perdida no processo de resfriamento e a de condensado recuperado pelas estruturas de condensation de acordo com Gonçalves e Souza (2008) e Gonçalves (2013).

Como descrito na seção 3.4.6, para medir o volume do tanque AQ e dos reservatórios, os mesmos foram graduados com uma fita métrica convencional com resolução de $\pm 0,5\text{mm}$ e classe de exatidão de $\pm 0,5\text{mm}$. Por se tratar de uma medida direta, a incerteza da fita métrica pode ser calculada de acordo com a seguinte equação:

$$e_c^2 = e_1^2 + e_2^2 \quad (4.4.1)$$

onde e_c é a incerteza combinada, e_1 e e_2 a incerteza padrão devido à resolução da fita e a incerteza padrão devido á imperfeições na comparação, respectivamente.

Por apresentar uma distribuição retangular, a incerteza devido a resolução da fita é determinada por $e_1 = R^*/(2\sqrt{3})$, onde R^* é a resolução da fita, logo tem-se que $e_1 = 0,144$ mm. A incerteza padrão, devido á imperfeições na comparação, é calculada por $e_2 = (\Delta R^*)/(2\sqrt{3})$, assim, $e_2 = 0,289$ mm. Dessa forma $e_c = 0,323$ mm. Para o cálculo da incerteza expandida (E) tem-se que $E = Ke_c$, sendo que K representa um intervalo de expansão da incerteza combinada Segundo um nível de probabilidade da distribuição de *T-Student* de 95,45 %, este fator é igual a 2, assim $E = 0,65$ mm.

Quando uma grandeza é obtida a partir da medida de outras grandezas, a incerteza desta pode ser combinada, através da seguinte equação geral:

$$e^2(G) = \left(\frac{df}{dX_1} e(X_1) \right)^2 + \dots + \left(\frac{df}{dX_n} e(X_n) \right)^2 \quad (4.4.2)$$

Aplicando esta expressão, o valor da incerteza na medição de volume, obtidas a partir da gradação do tanque AQ e dos reservatórios (Equação 3.4.1 até a 3.4.4), tem-se os seguintes resultados: 0,236 L para o volume do tanque AQ (determinado pela Equação 3.4.1), $5,2 \cdot 10^{-3}$ L para o volume dos reservatórios de vidro (determinado pelas Equações 3.4.2 e 3.4.30, e por fim, 0,237 L para o volume do tanque AQ (com *bypass*) determinado pela Equação 3.4.4.

Como os valores dos volumes são calculados pela diferença dos volumes entre medidas, a incerteza combinada para a perda de água nos teste iniciais (testes de reconhecimento e em vazio) é de 0,334 L e sua incerteza expandida para 95,45 % de probabilidade é de 0,668 L. De forma similar é possível obter a incerteza combinada para a perda de água para os testes com as estruturas de condensação, sendo esta de 0,335 L e $E = 0,67$ L. Para a medição do condensado, a incerteza combinada é de $7,35 \cdot 10^{-3}$ L e a incerteza expandida de $14,7 \cdot 10^{-3}$ L. Na Tabela 11 são apresentadas as incertezas expandidas do volume da água expelida para o ambiente e a recuperada no processo de condensação.

Tabela 11 - Incerteza expandida do volume da água expelida para o ambiente e recuperada

Medida	Incerteza expandida
Água expelida pela torre (testes iniciais)	$\pm 0,668$ L
Água expelida pela torre (testes com estrutura)	$\pm 0,670$ L
Água recuperada (condensado)	$\pm 0,0147$ L

De forma similar, a incerteza associada as medidas de temperatura, umidade relativa e vazão, podem ser determinadas pela Equação 4.4.1.

Como descrito na seção 3.4.3 deste trabalho, todas as temperaturas foram medidas por termopares do tipo K da marca OmegaTM, os quais apresentam um erro de $\pm 2,20$ °C, já o erro do sistema de aquisição de dados é de aproximadamente $\pm 0,23$ °C. Assim, aplicando a Equação 4.4.1 tem-se uma incerteza combinada para a temperaturas de $2,21$ °C.

Os valores de umidade relativa foram obtidos por dois sensores da empresa AHLBORNTM, modelo FHAD 646 - E1C, os quais apresentam uma precisão de $\pm 1,80\%$ para valores entre 10 e 90%, com resolução de $\pm 0,05$ % em uma distribuição de probabilidade retangular, logo a incerteza combinada será de aproximadamente 1,80%.

As vazões das bombas hidráulicas foram monitoradas pelos medidores de vazão do tipo turbina da marca OmegaTM. Para a bomba AQ foi utilizado o modelo FTB 792 com precisão $\pm 1,5$ % ou $\pm 0,172$ gpm para a vazão adotada, para a bomba AQ foi colocado o modelo FTB 791 com precisão ± 2 % ou $\pm 0,123$ gpm para a vazão adotada. Ambos os instrumentos possuem uma resolução de 0,1 gpm e distribuição retangular. Aplicando a Equação 4.4.1, foi possível obter a incerteza combinada de $\pm 0,207$ gpm ou $\pm 0,05$ m³/h para a vazão da bomba AQ e de $\pm 0,17$ gpm ou $\pm 0,04$ m³/h para a vazão da bomba AF.

Os resultados da incerteza combinada para as medidas diretas de temperatura, umidade relativa e vazão das bombas podem ser observadas na Tabela 12.

Tabela 12 - Incerteza das medidas diretas

Medida	Incerteza combinada
Temperatura	$\pm 2,21 \text{ }^{\circ}\text{C}$
Umidade relativa	$\pm 1,80\%$
Vazão (bomba AF)	$\pm 0,04 \text{ m}^3/\text{h}$
Vazão (bomba AQ)	$\pm 0,05 \text{ m}^3/\text{h}$

Devido as adaptações experimentais adotadas na coleta da velocidade do ventilador, não foi possível realizar um estudo das incertezas associadas a este parâmetro, porém procedimentos foram adotados afim preservar a mesma ordem de magnitude dos resultados.

5. RESULTADOS E DISCUSSÕES

Neste capítulo são discutidos os resultados experimentais descritos no capítulo anterior, assim como os obtidos pelo modelo matemático proposto na Seção 4.3. Os resultados e discussões estão dispostos na mesma ordem em que os experimentos foram realizados, ou seja, testes de reconhecimento da bancada, torre em “vazio” (*benchmark*), torres assistidas com estrutura de condensação com tubos e finalmente os testes realizados com as estruturas de condensação, com meios porosos.

5.1. TESTES DE RECONHECIMENTO DA BANCADA EXPERIMENTAL

A Tabela 7 mostra as configurações dos testes de reconhecimento, lembrando que, neste caso, nenhuma estrutura de condensação foi inserida na torre de resfriamento, e que a água a ser refrigerada estava em temperatura ambiente (vide Tabela 13). Os resultados destes experimentos foram dispostos em tabelas e figuras, para melhor visualização. Na Tabela 13 são apresentados os valores de temperatura e umidade relativa do ar na entrada e saída da torre no pré-*benchmark*, a Tabela 14 mostra, para o mesmo caso, a quantidade de água expelida para o ambiente. Para melhor compreensão estes resultados também são apresentados nas Figuras 49, 50, 51 e 52, onde é possível comparar os valores de quantidade de água expelida para o ambiente segundo o modelo matemático e o experimental.

A influência da vazão da bomba AQ na perda de água pela torre pode ser verificada através da comparação dos resultados do 2º ensaio do teste N.º 03 e do 1º ensaio do teste N.º 04, uma vez que foram testados em condições ambientais parecidas (Tabela 13) e por terem sido submetidos a mesma velocidade do ventilador e diferentes vazões na bomba AQ. Da Tabela 14, tem-se que, para o 2º ensaio do teste N.º 3, a água perdida para o ambiente foi de 5,26 L (tanque AQ), já para o 1º ensaio do teste N.º 4 foi de 5,08 L (tanque AQ). Como os resultados da perda de água são semelhantes, pode-se então inferir que a vazão na bomba, e, portanto, o volume de água a ser resfriada que passa pela torre de resfriamento, não apresenta uma influência relevante na perda de água, 3,5% aproximadamente, sendo menos importante do que, por exemplo, as condições do ambiente.

Tabela 13 - Temperatura e umidade relativa do ar na entrada e saída da torre para os testes de reconhecimento da bancada experimental

Teste N.º	Temperatura do ambiente (T_{amb}) [°C]	Umidade relativa do ambiente [%]	Temperatura de saída da Torre (T_s) [°C]	Umidade relativa de saída da Torre [%]
01	20,9	61,0	17,3	86,7
	21,4	63,3	18,0	87,7
	20,7	71,9	18,1	91,0
média	21,0	65,4	17,8	88,5
02	20,5	79,7	18,4	94,7
	20,9	80,3	18,7	95,1
	21,9	79,0	19,7	94,9
média	21,1	79,6	18,9	94,9
03	19,6	75,7	17,2	93,0
	20,4	79,6	18,3	95,0
	20,7	76,6	18,4	94,0
média	20,3	77,3	17,9	94,0
04	22,1	81,0	19,9	96,8
	18,7	67,8	15,8	90,4
	19,3	64,4	16,0	88,9
média	20,0	71,1	17,2	92,0

De forma semelhante, para avaliar a influência da velocidade do ventilador (ou seja, da vazão mássica de ar que passa por uma torre) na perda de água, compara-se os resultados do 2º ensaio do teste N.º 02 com os resultados do 1º ensaio do teste N.º 04, ambos apresentados na Tabela 14. A escolha destes dois testes para comparação se deve ao fato de que ambos foram realizados em condições ambientais parecidas e apresentam a mesma vazão para a bomba AQ. Os resultados mostram que a quantidade de água perdida (medida pelo tanque AQ) para ambas as situações são 5,63 L e 5,08 L, respectivamente, logo, é admissível supor, para estas circunstâncias, que a variação da velocidade no ventilador influencia moderadamente a água expelida para o ambiente, em torno de 10,8 %.

Tabela 14 - Quantidade de água expelida para o ambiente obtida com o tanque AQ e a partir de modelo matemático, para os testes de reconhecimentos das torres

Teste N.º	Água expelida para o ambiente [L]		Diferença [L]	Erro [%]
	Tanque AQ	Modelo		
01	10,5	12,9	2,3	22,2
	9,8	12,6	2,8	28,5
	7,3	9,6	2,4	32,4
média	9,2	11,7	2,5	27,7
02	6,0	7,6	1,6	26,1
	5,6	7,4	1,7	31,0
	6,5	8,9	2,3	35,5
média	6,0	7,9	1,9	30,8
03	5,4	6,1	0,6	11,4
	5,3	5,8	0,5	9,5
	6,0	6,8	0,8	14,0
média	5,6	6,2	0,7	11,6
04	5,1	6,8	1,7	33,1
	6,5	7,9	1,3	20,6
	6,7	8,7	1,9	29,0
média	6,1	7,8	1,7	27,6

A Tabela 14 também apresenta uma comparação entre as medidas dos valores dos volumes de água perdidos para o ambiente e os volumes calculados a partir dos modelos apresentados (Equação 4.3.2), e calculado utilizando o *software* EESTM cujas entradas são as propriedades termofísicas do ar antes e depois de passar pela torre. A última coluna mostra o erro do modelo em relação aos dados experimentais e por erro entende-se a razão entre a diferença de valores medidos e preditos pelo modelo. Analisando estes dados, pode-se afirmar que o modelo proposto apresenta uma boa concordância com os resultados obtidos pela medição direta no tanque AQ, sendo que a diferença mínima encontrada foi de 9,5% e a máxima de 35,5%.

Para melhor compreensão dos resultados são apresentadas as Figuras 49 a 52, onde é possível comparar a quantidade de água perdida para o ambiente obtida experimentalmente e predita pelo modelo proposto na seção 4.3.

Os testes constataram que as variações da temperatura e da umidade relativa do ar ambiente, ao longo do dia, tem grande influência nos dados coletados, como pode ser ilustrado nos resultados do 2º e 3º ensaios do teste N.º 02, apresentados na Figura 50: testes realizados no mesmo dia em horários próximos e com a mesma configuração de variáveis, apresentam valores diferentes de volume de água perdida para o ambiente. Como as condições ambientais não são controláveis, esta influência do ambiente dificulta bastante a análise dos dados obtidos.

Devido à complexidade do experimento e a quantidade de variáveis envolvidas, pode-se considerar que a bancada experimental apresenta uma boa repetitividade

Figura 49 - Resultados experimentais e do modelo matemático para as três repetições para a configuração teste N.º 01

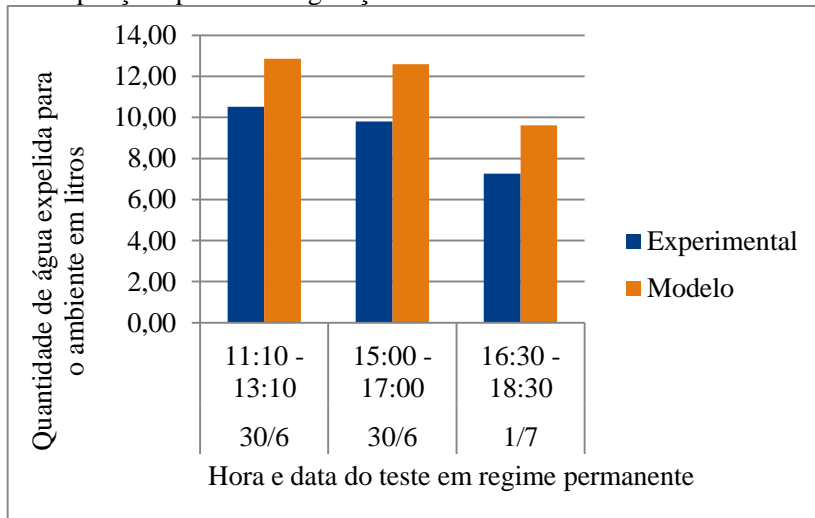


Figura 50 - Resultados experimentais e do modelo matemático para as três repetições para a configuração teste N.º 02

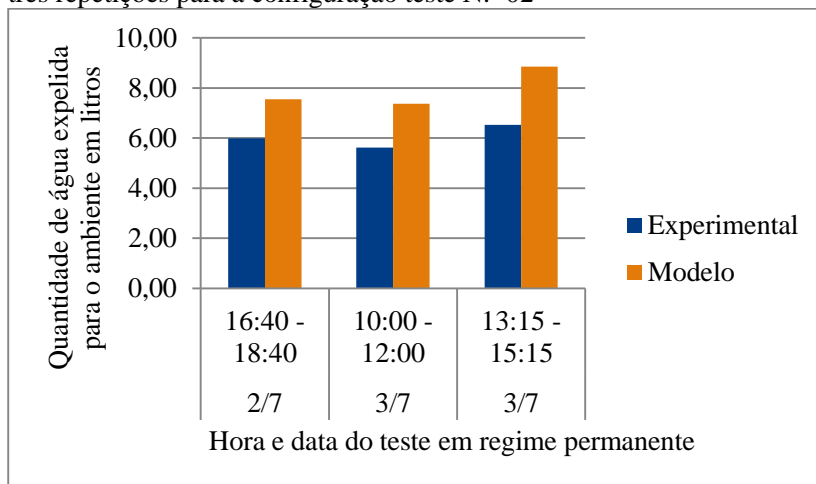


Figura 51 - Resultados experimentais e do modelo matemático para as três repetições para a configuração teste N.º 03

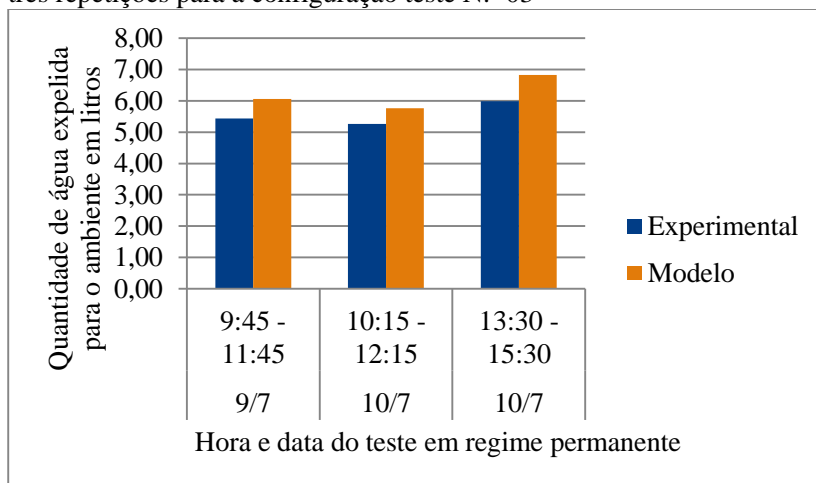
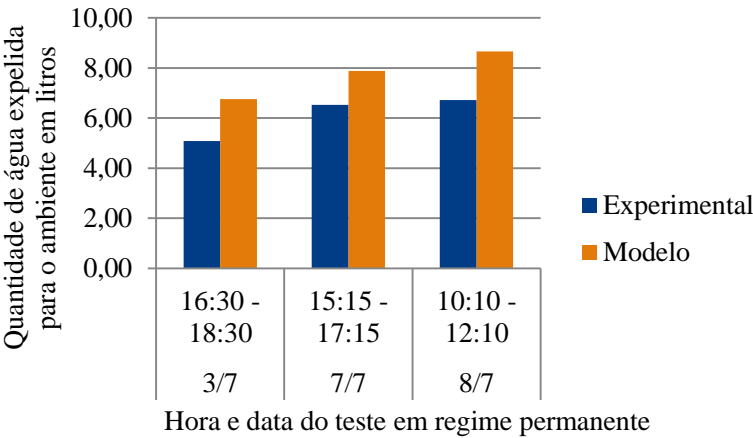


Figura 52 - Resultados experimentais e do modelo matemático para as três repetições para a configuração teste N.º 04



5.2. TORRE DE RESFRIAMENTO EM “VAZIO” (*BENCHMARK*)

Neste conjunto de testes da torre em “vazio”, foram controladas três variáveis: velocidade do ventilador, temperatura e vazão da água a ser refrigerada, conforme as configurações de testes descritas pela Tabela 8. Com estes resultados pode-se analisar o comportamento térmico da torre de resfriamento em suas condições normais de operação, sem nenhuma estrutura de condensação em seu interior.

As condições de temperatura e umidade relativa do ar, na entrada e saída da torre estão dispostos na Tabela 15, a temperatura de entrada e saída da água a ser refrigerada na Tabela 16, e por fim, na Tabela 17 são apresentadas a quantidade de água perdida no processo de refrigeração.

Durante os testes constatou-se que o ar quente e úmido que saía da torre de resfriamento estava saturado ou, até mesmo, supersaturado, fato este que poderia danificar o equipamento de medição da umidade. Para confirmar o estado de saturação do ar, durante os testes, foram medidas amostrais do valor de umidade relativa, sendo que todas estas indicaram 100% de umidade relativa.

Tabela 15a - Temperatura e umidade relativa do ar na entrada e saída da torre no operando em “vazio” (*benchmark*)

Teste N.º	Temperatura do ambiente (T_{amb}) [°C]	Umidade relativa do ambiente [%]	Temperatura de saída da Torre (T_s) [°C]
10	20,4	88,4	23,3
	19,7	65,3	22,4
	18,7	61,1	21,7
média	19,6	71,6	22,4
20	22,1	73,9	23,9
	21,7	78,4	24,1
	22,6	61,8	24,0
média	22,2	71,4	24,0
30	20,9	86,5	22,1
	20,3	87,9	22,7
	20,5	80,3	22,6
média	20,6	84,9	22,5
40	20,2	84,8	23,1
	21,0	89,3	23,5
	22,1	72,5	23,5
média	21,1	82,2	23,4
50	18,7	84,8	25,4
	19,6	88,4	26,5
	20,1	79,4	26,5
média	19,4	84,2	26,1
60	22,5	57,3	27,1
	19,0	73,3	26,4
	20,6	68,1	27,2
média	20,7	66,2	26,9

Tabela 14b - Temperatura e umidade relativa do ar na entrada e saída da torre operando em “vazio” (*benchmark*)

Teste N.º	Temperatura do ambiente (T_{amb}) [°C]	Umidade relativa do ambiente [%]	Temperatura de saída da Torre (T_s) [°C]
70	21,6	79,4	26,1
	21,8	79,7	26,3
	21,5	81,6	26,2
média	21,6	80,2	26,2
80	21,2	81,1	26,8
	20,5	85,3	26,7
	20,4	85,0	26,7
média	20,7	83,8	26,7

Na Tabela 16 são apresentados os valores de temperatura de entrada e saída da água a ser refrigerada e a diferença entre elas para a torre funcionando em vazio. Em se tratando de uma torre de resfriamento, esta informação é importante, pois ilustra a capacidade da torre em refrigerar a água. Os resultados apontam que a torre em escala reduzida está operando como esperado de acordo com a literatura (Seção 2.4). Avaliando os resultados da Tabela 16, pode se verificar que a variação de temperatura é consideravelmente afetada pela vazão da bomba AQ (ou seja, o volume de água a ser resfriada), como esperado.

Para estudar a influência da vazão da bomba AQ em uma torre de resfriamento operando em vazio, comparou-se o volume de água perdida pela torre do 2º ensaio do teste N.º 30 e o 2º ensaio do teste N.º 40, uma vez que por estarem submetidos a condições ambientais parecidas (ver Tabela 15) e com a mesma configuração para velocidade do ventilador e temperatura da água a ser refrigerada. Os resultados mostram (Tabela 17) que, no primeiro caso, foi perdido para o ambiente um volume 26,5 L e no segundo 26,0 L, ou seja, não se observa grandes variações deste parâmetro, 1,9 % aproximadamente, quando ocorre variação da vazão da bomba.

Tabela 16a - Temperatura de entrada e saída da água a ser refrigerada para torre operando em vazio (*benchmark*)

Teste N.º	Data	Hora em regime permanente	Temperatura de entrada da água (T_{AQ1}) [°C]	Temperatura de saída da água (T_{AQ2}) [°C]	ΔT [°C]
10	24/7/14	12:40 - 14:40	27,7	24,6	3,2
	25/7/14	13:50 - 15:50	27,8	23,7	4,1
	26/7/14	10:35 - 12:35	27,8	23,2	4,6
		média	27,75	27,8	4,0
20	15/7/14	13:10 - 15:10	27,7	25,0	2,7
	15/7/14	16:25 - 18:25	27,8	25,2	2,7
	18/7/14	10:20 - 12:20	27,8	24,8	3,0
		média	27,79	27,8	2,8
30	5/7/14	13:00 - 15:00	27,8	24,1	3,7
	12/7/14	10:05 - 12:05	27,8	23,9	3,9
	12/7/14	13:20 - 15:20	27,8	23,7	4,1
		média	27,79	27,8	3,9
40	12/7/14	16:35 - 18:35	27,7	24,6	3,2
	13/7/14	11:10 - 12:10	27,8	24,8	2,9
	13/7/14	13:50 - 15:50	27,8	24,4	3,4
		média	27,77	27,8	3,2
50	27/7/14	13:50 - 15:50	34,9	28,1	6,8
	29/7/14	13:00 - 15:00	34,7	29,2	5,6
	29/7/14	16:15 - 18:15	34,7	29,2	5,5
		média	34,79	34,8	6,0
60	15/7/14	15:20 - 17:20	34,8	29,4	5,4
	21/7/14	10:20 - 12:20	34,6	29,8	4,8
	21/7/14	13:35 - 15:35	34,9	30,3	4,6
		média	34,79	34,8	5,0

Tabela 15b - Temperatura de entrada e saída da água a ser refrigerada para a torre em vazão(*benchmark*)

Teste N.º	Data	Hora em regime permanente	Temperatura de entrada da água (T_{AQ1}) [°C]	Temperatura de saída da água (T_{AQ2}) [°C]	ΔT [°C]
70	30/7/14	12:30 - 14:30	34,9	27,8	7,1
	30/7/14	15:45 - 17:45	34,9	28,1	6,8
	31/7/14	13:45 - 15:45	34,8	28,1	6,8
	média		34,86	34,9	6,9
80	10/7/14	16:55 - 18:55	34,9	29,5	5,5
	11/7/14	13:40 - 16:40	35,0	29,6	5,4
	11/7/14	17:00 - 19:00	35,0	29,9	5,1
	média		34,95	35,0	5,3

A influência do ventilador pode ser avaliada comparando-se os resultados do primeiro ensaio do teste N.º 10, onde foram perdidos 19,6 L de água com o segundo ensaio do teste N.º 30, onde 26,5 L foram perdidos para o ambiente (ver Tabela 17). Note-se que estes últimos testes apresentam temperatura e umidade relativa de entrada do ar em níveis semelhantes (ver Tabela 15) e valores iguais para a vazão e temperatura. Assim, pode-se aferir que há uma correlação consideravelmente importante entre a velocidade do ventilador e o volume de água perdida para o ambiente, pois há uma diferença de aproximadamente 35 % entre os valores.

Como esperado, também verifica-se que a temperatura da água a ser refrigerada influencia consideravelmente a perda de água para o ambiente, como pode ser facilmente observado na diferença dos resultados apresentados na Tabela 17 entre os testes de N.º 10 ao N.º 40 a 28 °C, e os testes de N.º 50 ao N.º 80, a 35 °C.

Na realidade, este conjunto de testes pode ser considerado como preparatório para a próxima etapa de testes, onde foi incluída uma estrutura de condensação com tubos de cobre. Como observado no capítulo anterior, para o cálculo, foi necessário definir qual seria o valor adequado de vapor de água a ser recuperado para aplicar no cálculo da estimativa de tubos de cobre a serem inseridos na estrutura. O valor escolhido foi de 49,1 L, equivalente aos resultados do primeiro ensaio do teste N.º 80 (vide Tabela 17), por ser o limite superior de quantidade

de vapor a ser recuperado em uma torre em operação normal.

A Tabela 17 mostra que os testes N.º 70 apresentaram uma maior porcentagem em termos de perda de água, ou seja, uma maior razão entre a quantidade de água expelida para o ambiente e a quantidade total de água arrefecida pela torre, porém, para o próximo conjunto de testes, foi adotado como configuração padrão, as mesmas condições dos testes N.º 80, por atingirem os maiores valores absolutos de perda de água.

Tabela 17 - Quantidade de água expelida para o ambiente de acordo com tanque AQ

Teste N.º	Água expelida para o ambiente		N.º Teste	Água expelida para o ambiente	
	[L]	[%]		[L]	[%]
10	19,6	0,5	50	37,7	1,0
	25,8	0,7		35,4	0,9
	32,3	0,8		34,5	0,9
média	25,9	0,7	média	35,9	0,9
20	18,9	0,4	60	47,2	0,9
	16,3	0,3		31,2	0,6
	22,1	0,4		28,7	0,6
média	19,1	0,4	média	35,7	0,7
30	27,4	0,7	70	43,9	1,1
	26,5	0,7		44,3	1,1
	28,3	0,7		43,9	1,1
média	27,4	0,7	média	44,0	1,1
40	27,6	0,5	80	49,1	1,0
	26,0	0,5		45,7	0,9
	34,1	0,7		44,6	0,9
média	29,2	0,6	média	46,5	0,9

5.3. ESTRUTURA DE CONDENSAÇÃO COM TUBOS

Seis variáveis controlavam os testes de torres assistidas por estruturas de condensação sem o meio poroso, sendo elas: velocidade do ventilador, temperatura e vazão da água a ser refrigerada, temperatura e vazão da água de refrigeração e número de tubos. A Tabela 9 apresenta a

configuração dos testes executados. Neste caso, uma configuração foi escolhida para os testes de repetitividade, sendo esta executada com 3 repetições, as demais foram executadas uma única vez. Os resultados e observações serão apresentados a seguir.

As condições ambientais as quais os testes estavam submetidos estão descritas na Tabela 18. Estes testes foram executados em uma época do ano cujo clima estava menos úmido, se comparado com as condições ambientais com que o teste da torre em “vazio” foram executados (ver Tabela 15), favorecendo o aumento da quantidade de água perdida para o ambiente. Durante os testes N.º 120 e 130, ocorridos no dia 10 de novembro de 2014, constatou-se que o ar que saía da torre de resfriamento estava saturado. Assim, para se ter resultados mais confiáveis em termos de medição, foi necessário esperar a umidade relativa baixar para reiniciar os testes.

Tabela 18 - Temperatura e umidade relativa do ar na entrada e saída da torre com a estrutura de condensação de tubos de cobre

Teste N.º	Temperatura do ambiente (T_{amb}) [°C]	Umidade relativa do ambiente [%]	Temperatura de saída da Torre (T_s) [°C]	Umidade relativa de saída da Torre [%]
100	23,7	63,8	25,9	96,6
	23,2	68,5	25,7	98,1
	21,6	63,2	24,9	97,5
média	22,8	65,2	25,5	97,4
110	24,6	67,4	24,2	92,1
120	23,9	54,1	26,8	96,3
130	25,1	50,5	26,3	91,8
140	23,9	62,4	26,3	95,0
150	24,2	60,7	26,1	94,4
160	22,6	61,3	25,3	93,4

Como era esperado, a diferença de temperatura entre a entrada e saída de água da torre do teste N.º 100 foi na média de 5,1° C, semelhante aos valores observados para a torre rodando em vazio. A Tabela 19 apresenta estas temperaturas.

A Tabela 20 apresenta dados do volume de água expelida pela torre de resfriamento para o ambiente, de acordo com a medida coletada

através do tanque AQ e pelo modelo matemático ($\dot{m}_a(W_s - W_{amb})$) - Equação 3.4.5). Apresenta-se também o volume de água condensada pela estrutura de tubos. As diferenças entre os valores obtidos pelo modelo e pela medida direta de volume no tanque apresentaram uma diferença maior que a dos testes de reconhecimento da torre, o que é esperado, haja vista que a quantidade de parâmetros avaliados também aumentou. A maior divergência entre dados coletados e obtidos a partir de modelos matemáticos foi encontrada nos testes N.º 120 e 130, de 56,4 e 56,2%, respectivamente, provavelmente causado pela alta umidade do ar no dia em que os testes foram realizados. Mesmo que a comparação entre estes resultados não seja tão boa, estes mostram uma mesma tendência de comportamento em relação as variáveis em estudo.

Tabela 19 - Temperatura de entrada e saída da água a ser refrigerada para os testes com a estrutura de condensação com tubos de cobre

Teste N.º	Data	Hora em regime permanente	Temperatura de entrada da água (T_{AQ1}) [°C]	Temperatura de saída da água (T_{AQ2}) [°C]	ΔT [°C]
100	29/10	15:35-17:35	34,6	29,6	5,0
	31/10	14:40-16:40	34,6	29,8	4,9
	05/11	12:15-14:15	34,8	29,4	5,4
		média	34,66	34,7	5,1
110	07/11	14:25-16:25	27,5	25,3	2,19
120	10/11	11:35 - 13:35	34,8	30,3	4,52
130	10/11	15:30 - 17:30	34,8	28,7	6,07
140	11/11	11:45 - 13:45	34,5	29,5	4,98
150	11/11	15:35 - 17:35	34,6	29,7	4,9
160	13/11	11:10 - 13:10	34,5	29,4	5,13

De todas as configurações testadas, a que obteve maior êxito quanto ao volume de água recuperada, em valores absolutos, foi a do teste N.º 100 (padrão), o qual foi repetido três vezes e que na média recuperou 2,18 L ou 4,45 % da água perdida. Para o teste N.º 160 com apenas 30 tubos de cobre (ver Tabela 9), metade dos tubos da configuração padrão, foi encontrado o menor valor de recuperação de água, ou seja, de 1,23 L ou 2,47% da água perdida ao ambiente. A Figura 53 ilustra esta recuperação da água perdida ao ambiente. A alta

umidade relativa do ar ao sair da torre de resfriamento nestes testes (ver Tabela 18) demonstram que a estrutura de condensação composta somente por tubos não apresenta uma alta capacidade de recuperação de água, ou seja, é necessário modificar a estrutura a fim de aumentar a quantidade de condensado coletado.

Tabela 20 - Quantidade de água expelida para o ambiente e recuperada pela estrutura de condensação de tubos de cobre

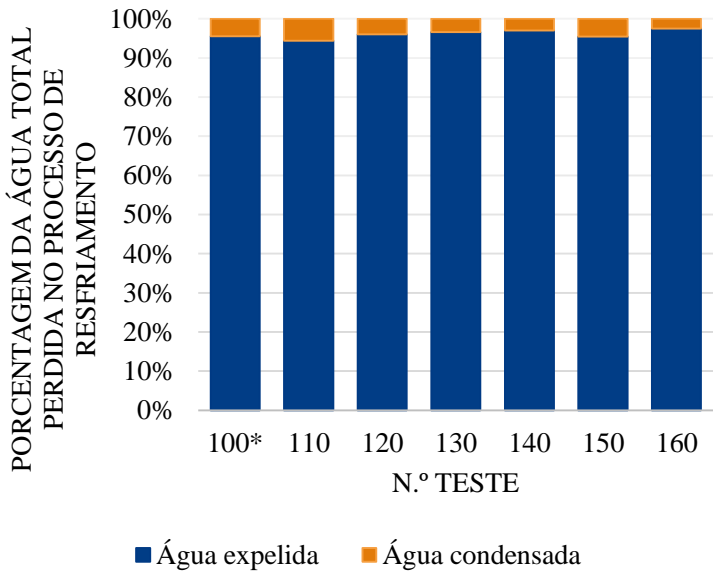
Teste N.º	Água expelida para o ambiente [L]		Água condensada		Diferença entre modelo x tanque AQ [%]
	Tanque AQ	Modelo	[L]	[%]	
100	47,4	67,9	2,23	4,7	47,9
	48,9	66,2	2,38	4,9	40,4
	51,0	73,7	1,93	3,8	48,1
média	49,1	69,3	2,18	4,5	45,5
110	27,4	36,3	1,54	5,6	38,4
120	44,9	68,2	1,94	4,3	56,4
130	50,5	77,2	1,74	3,4	56,2
140	46,9	70,0	1,39	3,0	52,3
150	47,1	68,2	2,10	4,5	49,4
160	49,8	68,2	1,23	2,5	39,4

Com os resultados experimentais obtidos neste conjunto de testes e apresentados na Tabela 20 foi possível determinar a quantidade real de água expelida para o ambiente, apresentados na Tabela 21. Os valores absolutos foram calculados pela diferença entre a quantidade de água perdida no processo de refrigeração e o condensado recuperado pela estrutura de condensação, sendo que a maior valor obtido foi de 49.1 L no terceiro ensaio do teste N.º 100. Na Tabela 20 também são apresentadas as porcentagens de água perdida para o ambiente em relação ao total de água refrigerada pela torre, sendo que na maioria dos testes este valor ficou entre 1,1 e 1,2 %.

Tabela 21 - Quantidade de água expelida para o ambiente nos testes com a estrutura de condensação formada por tubos de cobre

Teste N.º	Água expelida para o ambiente		N.º Teste	Água expelida para o ambiente	
	[L]	[%]		[L]	[%]
100	45,2	1,1	120	42,9	1,1
	46,5	1,2	130	48,8	1,2
	49,1	1,2	140	45,5	1,1
média	46,9	1,2	150	44,4	1,1
110	25,8	0,7	160	48,6	1,2

Figura 53 - Comparação entre a quantidade de água expelida para o ambiente e recuperada pela estrutura de condensação com tubos



* Média do teste N.º 100.

Como descrito anteriormente os tubos de cobre das estruturas de condensação testadas substituem os termossifões no presente experimento, porque permitem a medição da taxa de transferência de calor necessária para condensar o vapor de água presente no ar. Este

dados é de fundamental importância para o projeto dos termosifões de um futuro equipamento a ser instalado em uma torre em escala real. Para permitir a medição desta energia, foram coletadas as temperaturas de entrada e saída da água de refrigeração e os dados coletados são apresentados na Tabela 22. A equação do balanço de energia $\dot{m}_{AF}(h_{AF1} - h_{AF2})$ foi empregada para determinar a taxa de transferência de calor. A taxa total média de calor para a configuração padrão, a qual apresentou maior recuperação de vapor foi de 1452,1 W. Dividindo-se este valor pelo número total de tubos tem-se 24,2 W, valor consideravelmente baixo para um termosifão. Um estudo realizado no Labtucal mostrou que este calor poderia facilmente ser removido por um termosifão, cujo condensador estivesse em temperatura ambiente, considerando-se o caso em que o ar ambiente está estagnado, ou seja, convecção natural. Assim, o maior potencial de melhora da tecnologia proposta está no desenvolvimento da região do evaporador, ou seja do meio poroso resfriado.

Tabela 22 - Temperatura da água de refrigeração e taxa de transferência de calor removido da estrutura de condensação com tubos de cobre

Teste N.º	Temperatura da água de refrigeração		ΔT [°C]	Taxa de calor removido [W]
	entrada(T_{AF1})	saída(T_{AF2})		
100	14,8	15,7	0,9	1430,4
	14,9	15,7	0,9	1414,2
	14,4	15,3	0,9	1511,7
média	14,7	15,6	0,9	1452,1
110	14,6	15,5	0,9	1446,7
120	14,7	15,7	0,9	1528,0
130	14,8	15,7	1,0	1560,5
140	18,4	19,1	0,7	1105,3
150	14,8	16,0	1,2	1671,9
160	13,8	14,5	0,7	1056,6

5.4. ESTRUTURA DE CONDENSAÇÃO COM MEIO POROSO

Neste último conjunto de testes foram testadas duas estruturas de condensação, uma constituída de tubos de cobre aletados e meio poroso

(localizada no lado esquerdo da torre) e outra com tubos de cobre e meio poroso sem aletas (alocada no lado direito), conforme apresentado na Seção 3.3 deste trabalho. Foram realizados um total de 8 ensaios em 6 configurações diferentes conforme seção 4.2.6 e Tabela 10.

A Tabela 23 mostra os valores médios das temperaturas de entrada e saída do ar na torre de resfriamento e também da umidade relativa do ar ambiente. Assim como para a torre em vazio (*benchmark*), constatou-se que o ar quente e úmido, na saída do ventilador, apresentava uma umidade relativa muito alta, próxima a 100%, ou até mesmo saturado, de forma que esta variável não foi coletada. Esta alta umidade também demonstra um potencial de remoção de vapor de água não explorado.

Tabela 23 - Temperatura e umidade relativa do ar na entrada e saída da torre com as estruturas de condensação porosas

Teste N.º	Temperatura do ambiente (T_{amb}) [°C]	Umidade relativa do ambiente [%]	Temperatura de saída da Torre (T_s) [°C]
200	21,3	64,1	23,8
	21,3	67,1	24,0
	22,3	75,0	25,0
média	21,6	68,7	24,3
210	24,6	73,3	25,4
220	25,0	78,9	26,1
230	27,6	73,5	27,0
240	26,4	72,9	26,2
250	25,7	78,6	27,0

Conforme apresentado na Tabela 24, a torre de resfriamento foi capaz de resfriar a água aquecida em até 4,9 °C, em sua melhor performance, uma diferença pequena se comparado com o obtido no teste N.º 80, 5,1 °C, o qual apresentava condições de operação similares.

De acordo com os resultados apresentados na Tabela 25, a maior quantidade de água perdida, pelo processo de resfriamento da água quente foi de 43,78 L durante 2 h de teste: deste volume 2,68 L foram recuperados pelas duas estruturas porosas ou seja, 6.12 % do total

perdido, sendo que os outros 41,1 L foram expelidos para o ambiente, ou 0,79 % do volume total de água refrigerado pela torre. A maior recuperação de água, em valores absolutos, ocorreu no teste N.º 210, em que foram recolhidos 4.3 L, ou 11,4 % do total perdido no processo de refrigeração, porém o teste N.º 240 apresentou a maior recuperação em porcentagem, 17,2 % do total perdido no processo de resfriamento, provavelmente isto ocorreu devido à pouca diferença de temperatura entre o ar ambiente e a água a ser refrigerada.

Tabela 24 - Temperatura de entrada e saída da água a ser refrigerada para os testes com a estrutura de condensação com meio poroso

Teste N.º	Data	Hora em regime permanente	Temperatura de entrada da água (T_{AQ1}) [°C]	Temperatura de saída da água (T_{AQ2}) [°C]	ΔT [°C]
200	19/12	9:10 - 11:10	34,6	29,8	4,9
		13:00 - 15:00	34,7	30,2	4,5
		16:45 - 18:45	34,6	30,3	4,3
	04/02	média	34,7	30,1	4,6
210	05/02	10:50 - 12:50	34,8	30,9	3,9
220	05/02	15:55 - 17:55	34,5	31,1	3,4
230	12/02	13:45 - 15:45	34,8	31,0	3,8
240	12/02	17:30 - 19:30	27,8	26,6	1,2
250	18/02	14:35 - 16:35	34,6	31,0	3,6

Tabela 25 - Quantidade de água perdida no processo de refrigeração e para o ambiente e recuperada pela estrutura de condensação com meio poroso

Teste N.º	Água perdida no processo de refrigeração [L]	Água condensada		Água expelida para o ambiente [L]	
		[L]	[%]	[L]	[%]
200	43,78	2,68	6,12	41,1	0,79
	42,32	2,83	6,69	39,5	0,76
	39,4	3,45	8,76	36,0	0,69
média	41,83	2,99	7,19	38,85	0,75
210	37,2	4,3	11,4	33,0	0,6
220	33,2	3,6	11,0	29,6	0,6
230	30,5	3,6	11,9	26,8	0,7
240	15,1	2,6	17,2	12,5	0,2
250	37,9	3,9	10,2	34,1	0,7

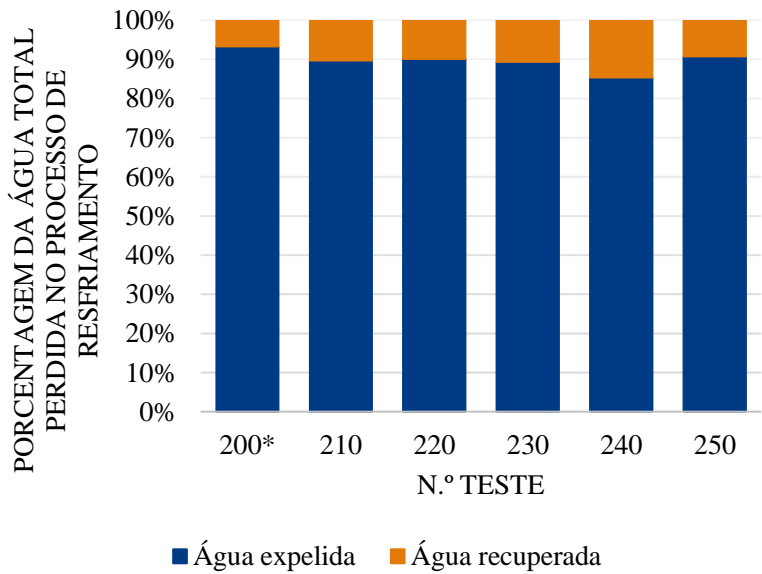
Como descrito anteriormente, a bancada construída é capaz de coletar separadamente a quantidade de água condensada em cada uma de suas laterais e isto possibilitou a realização de testes simultâneos, com duas estruturas diferentes ao mesmo tempo. Na Tabela 26, são descritos os resultados obtidos para cada uma das estruturas porosas.

A estrutura formada por tubos aletados e meio poroso, alocada no lado esquerdo da torre de resfriamento, apresentou recuperação de água de 2,16 L ou 11,6 % da água perdida no processo de resfriamento, em seu melhor resultado. Para a estrutura sem a aleta seu melhor resultado foi de 2,10 L de água recuperada ou 11,3 % do total perdido no resfriamento da água. Esta diferença de resultados entre as duas estruturas de condensação é provavelmente causada pela quantidade de meio poroso utilizado (maior no meio com aletas) e na disposição do mesmo na seção de testes.

Tabela 26 - Quantidade de água recupera por cada estrutura de condensação porosa

Repetição do teste N.º 200	Água condensada			
	Estrutura com aleta		Estrutura sem aleta	
	[L]	[%]	[L]	[%]
200	1,20	5,50	1,48	6,78
	1,15	5,43	1,68	7,94
	1,61	8,18	1,84	9,36
média	1,32	6,37	1,67	8,03
210	2,16	11,6	2,10	11,3
220	1,70	10,2	1,94	11,7
230	1,80	11,8	1,82	12,0
240	1,33	17,6	1,26	16,7
250	1,98	10,4	1,88	9,9

Figura 54- Comparação entre a quantidade de água expelida para o ambiente e recuperada pelas estruturas de condensação porosas



Através da Figura 54, é possível visualizar a porcentagem de água recuperada em cada teste, para cada uma das estruturas, em relação a porcentagem perdida para o ambiente. Dada a diferença dos resultados obtidos entre as estruturas, tem-se que um maior número de testes com novas estruturas de condensação devem ser realizados, com a intenção de obter melhores resultados.

De forma semelhante ao feito na seção anterior, o cálculo da taxa de transferência de calor foi determinada por medições de vazão e temperatura da água que escoava pelos tubos de cobre refrigerantes, empregando-se a equação $\dot{m}_{AF}(h_{AF1} - h_{AF2})$. A temperatura de entrada e saída da água de refrigeração para o teste N.º 210, o qual recuperou maior quantidade de água em valores absolutos, foi de 14.4 °C e 16.5 °C, respectivamente, ou seja, uma diferença de temperatura de 2.1 °C, conforme mostra a Tabela 27. Este valor é consideravelmente maior se comparado com os testes da estrutura de condensação em tubos (Tabela 22), logo a taxa de transferência de calor removido do vapor presente no ar também foi maior, 3364,8 W, ou 56,1 W para cada tubo de cobre, aproximadamente 128% maior que o calor trocado pela estrutura contendo somente tubos.

Na realidade, esta maior taxa de transporte de calor favorece o uso de termossifões nos equipamentos futuros. Assim, dado o exposto acima, os resultados descritos apontam para a viabilidade do uso da tecnologia de termossifões no transporte passivo de calor (sem a necessidade de equipamentos mecânicos), necessário à captação de vapor de água no interior das torres de resfriamento.

Tabela 27 - Temperatura da água de refrigeração e taxa de calor removido da estrutura de condensação com meio poroso

Teste N.º	Temperatura da água de refrigeração		ΔT [°C]	Taxa de calor removido [W]
	entrada(T_{AF1})	saída(T_{AF2})		
200	15,9	17,4	1,49	2422,0
	16,0	17,5	1,53	2487,0
	16,4	18,1	1,61	2617,0
média	16,1	17,7	1,54	2508,7
210	14,4	16,5	2,1	3364,8
220	17,1	19,0	1,9	3088,4
230	17,7	19,8	2,1	3397,3
240	16,6	18,0	1,4	2275,7
250	17,5	19,3	1,8	2958,4

5.5. COMPARAÇÃO DOS RESULTADOS

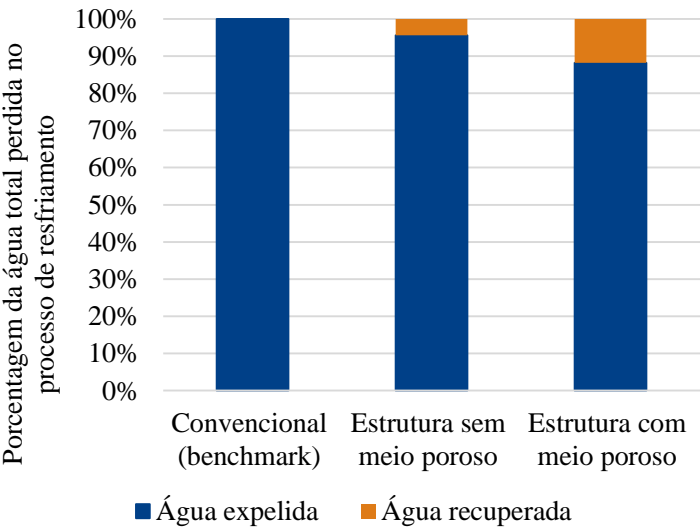
Na Tabela 28 e na Figura 55 são comparados os melhores resultados, em valores absolutos de recuperação de água, obtidos em cada conjunto de teste realizados (excluindo os testes de reconhecimento). Para o teste da torre em "vazio" (convencional), toda a água evaporada é perdida para o ambiente. No conjunto de teste com estrutura de condensação sem meio poroso a maior recuperação ocorreu no teste N.º 100, em que foram recolhidos uma média de 2,18 L ou 4,45 % e uma taxa de calor removido de 1,45 kW ou 24,2 W por tubo, em duas estruturas de condensação formadas por 30 tubos de cobre cada. Nos testes com a estrutura porosa de condensação o maior valor foi de 2,16 L, ou 11,6 %, configuração de teste N.º 210, para apenas uma única estrutura formada por 30 tubos de cobre aletados com meio poroso, a qual foi capaz de remover uma taxa de calor total de 3,36 kW, ou 56,1 W por tubo.

Estes resultados apontam que a estrutura porosa aletada aumentou a condensação em torno de 100 % e também um aumento de 128 % na taxa de calor removido se comparado com a estrutura de condensação sem meio poroso, indicando a maior capacidade da estrutura porosa de recuperar o vapor de água perdido nas torres de resfriamento.

Tabela 28 - Comparação dos melhores resultados

Torre de resfriamento	Água recuperada	Calor total removido
Convencional (<i>benchmark</i>)	zero	zero
Estrutura de condensação sem meio poroso	4,45%	1,45 kW
Estrutura de condensação com meio poroso	11,60%	3,36 kW

Figura 55 - Comparação dos melhores resultados



6. CONSIDERAÇÕES FINAIS

Neste tópico é apresentada uma pequena discussão final dos resultados da presente pesquisa. São também apresentadas sugestões para a continuação deste trabalho.

6.1. CONCLUSÃO

Com as atuais dificuldades em se obter outorgas para novas captações de água e a indisponibilidade do recurso em muitas regiões onde as plantas de refino estão localizadas, é fundamental criar novas tecnologias capazes de reutilizar ou minimizar o uso da água nestas instalações industriais.

Neste sentido este trabalho propôs, construiu e estudou experimentalmente a construção de duas estruturas de condensação porosas capazes de resfriar, captar e condensar o vapor de água expelido por torres de resfriamento. As estruturas estudadas são constituídas por termossifões (simulados por tubos de cobre refrigerados), cujos evaporadores são envoltos por um meio poroso, no caso constituído de esponjas metálicas espiraladas. Em uma das estruturas estudadas, os termossifões teriam aletas externas, visando facilitar a transferência de calor entre o tubo termossifão e o meio poroso.

Com o intuito de melhor compreender o funcionamento de uma torre de resfriamento com e sem a presença de estruturas condensadoras, uma bancada de teste, que representa uma torre de resfriamento em miniatura, foi construída. Os seguintes conjuntos de testes foram realizados: torre sem as estruturas de condensação para reconhecimento e calibração de parâmetros de operação da bancada, testes da torre em “vazio” (também chamado de “*benchmark*”), para comparação da performance desta torre com torres assistidas por estruturas de condensação, testes com estruturas condensadoras formadas apenas por tubos refrigerados e finalmente testes com estruturas condensadoras formadas por tubos termossifões e meios porosos.

No teste de reconhecimento foi avaliado apenas os parâmetros de velocidade do ventilador e vazão da água a ser refrigerada (a velocidade do ventilador foi o parâmetro de maior importância). Nesta etapa também se verificou a qualidade do modelo matemático proposto neste trabalho, sendo que as diferenças observadas são provavelmente consequência da dificuldade em coletar com precisão as velocidades do ventilador e as umidades relativas de entrada e saída da torre de resfriamento.

Nos testes da torre em “vazio”, os quais simulam a operação real de uma torre de resfriamento convencional, foi constatado que o ar na saída da torre estava saturado, o que impossibilitou a aplicação do modelo matemático desenvolvido. A torre de resfriamento mostrou-se capaz de refrigerar em até 6,9 °C em média, sendo observado que a maior quantidade de água perdida no processo de resfriamento foi de cerca de 46,5 L em média, sendo a temperatura da água o fator que mais influencia esta perda de água, como já era esperado.

A primeira estrutura de condensação testada na bancada experimental foi a com tubos de cobre. Nesta etapa foi possível obter uma amostra de como funcionaria a estrutura dentro da torre e quais os critérios mais importantes para auxiliar na construção das estruturas porosas. As diferenças entre os volumes de água perdida para o ambiente predita pelo modelo matemático e medida através do tanque de abastecimento de água, foi consideravelmente maior, entretanto estes apresentam a mesma tendência de resultados, mostrando a validade do modelo. De todas as configurações testadas a maior recuperação de água foi de 2,18 L ou 4,45 % da água total perdida no processo de refrigeração da água quente. Também foi possível determinar a taxa de transferência de calor necessária para obter essa quantidade de condensado, ou seja, de 1452,1 W no total, ou, dividindo pelos 60 tubos de cobre da estrutura, tem-se 24,2 W por tubo.

Após todos estes ensaios foi possível construir e testar duas estruturas de condensação porosas, uma formada por tubos de cobre aletados e meio poroso e outra sem as aletas, mas com meio poroso. Dada a capacidade da torre em coletar separadamente a quantidade de condensado de cada lateral, as duas estruturas foram testadas juntas, uma de cada lado da torre. Para a torre operando em sua configuração padrão, constatou-se que a estrutura com as aletas apresentou um resultado melhor em relação a quantidade de água condensada, com um valor máximo de 2,16 L ou 11,6 % do total perdido no processo de refrigeração, isto representa um aumento de mais de 100 % na capacidade de recuperação de água em relação a estrutura de condensação sem meio poroso, para a outra estrutura porosa, sem aletas, obteve um valor máximo de 2,10 L ou 11,3 %, ou aproximadamente 92,8 % a mais que a estrutura de condensação contendo somente tubos. A provável explicação para a diferença entre as estruturas porosas de condensação pode ser a quantidade de meio poroso utilizado (maior no meio com aletas) e na disposição do mesmo na seção de testes. Devido as características geométricas de cada estrutura, não foi possível construir as duas estruturas com a mesma densidade das esponjas. Para a

maior quantidade de condensado formado foi necessária uma taxa de remoção de calor de 3,36 kW ou 56,1 W para cada um dos 60 tubos que compõem a estrutura.

Dado o exposto pode-se afirmar que os resultados são favoráveis à tecnologia proposta para recuperação de água em torre de resfriamento por meio de estruturas de condensação porosas assistidas por termossifões. Porém este estudo permite antever que as melhores configurações das estruturas de condensação ainda não foram alcançadas (resultados anteriores apresentaram um potencial de 35% de recuperação). Os resultados também demonstram a possibilidade do uso do ambiente como fonte fria para o processo de condensação de vapor de água contido no ar úmido, sendo que o calor a ser removido de dentro da torre de resfriamento pode ser transportado para o ambiente através de termossifões. Assim, acredita-se que a continuação desta pesquisa deva ser na linha do estudo e desenvolvimento da estrutura condensadora a ser colocada internamente na torre de resfriamento.

6.2.SUGESTÕES PARA TRABALHOS FUTUROS

Durante a condução do presente trabalho, foram identificadas algumas oportunidades de aprofundamento de conhecimento e prosseguimento das atividades aqui desenvolvidas, as quais são propostas.

Como os resultados obtidos são favoráveis à tecnologia proposta, outras estruturas de condensação podem ser construídas e testadas. Também seria de interesse obter um modelo matemático do processo de condensação que ocorre na estrutura, com posterior validação através de comparação deste com dados obtidos com a bancada experimental.

Nos experimentos realizados neste trabalho os termossifões foram simulados por tubos de cobre refrigerados, logo, numa próxima etapa deste projeto, sugere-se construir estruturas com termossifões propriamente ditos, tomando como base as estruturas já testadas.

Recomenda-se por fim, o projeto, fabricação e teste de um equipamento baseado nos resultados desta linha de trabalho, o qual seria instalado em uma torre de resfriamento real, a fim de comprovar a sua capacidade de recuperar parcialmente a água expelida para o ambiente na forma de vapor.

REFERÊNCIAS

ASHRAE, HVAC. *Fundamentals handbook*. Capítulo 6 e 14, 2001.

ASHRAE, HVAC. *Systems and equipment handbook*. Capítulo 36, 2000.

ASVAPOOSITKUL, W., KUANSATHAN, M. *Comparative evaluation of hybrid (dry/wet) cooling tower performance*. *Applied Thermal Engineering*, 2014, v. 71, p. 83-98.

BAKER, D. R., SHYRYOCK, H. A. *A comprehensive approach to the analysis of cooling tower performance*. *ASME Transactions, Journal of Heat Transfer*, 1961, C83, p.339-345.

BARBETTA, P. A., REIS, M. M., BORNIA, A. C. **Estatística para cursos de engenharia e informática**. São Paulo: Atlas, 2004.

BELLO, J. L. P. **Metodologia científica**: manual para elaboração de monografias. Universidade Veiga Almeida - UVA, Rio de Janeiro, 2009.

BRITTO, J. F. B. **Considerações sobre psicrometria**. Revista SBCC, 45. ed., mai.-abr., 2010.

CALDERÓN, O. M. H., CASTRO, E. R., IRIBE, E. Y. R. *Solving the heat and mass transfer equations for an evaporative cooling tower through an orthogonal collocation method*. *Computers and Chemical Engineering*, 2013, v. 71, p. 24-38.

CAREY, V. P. *Liquid-vapor phase-change phenomena: an introduction to the thermophysics of vaporization and condensation processes in heat transfer equipment*, Taylor & Francis, EUA, 1992.

ÇENGEL, Y. A. **Transferência de calor e massa**: uma abordagem prática. 3. ed. São Paulo: McGraw-Hill, 2009.

CHANG, T. B., *Laminar film condensation on a horizontal plate in a porous medium with surface tension effects*. *Journal of Marine Science and Technology*, 2005, v. 13, n. 4, p. 257-264.

CHUNG, J. N., PLUMB, O. A., LEE, W. C. *Condensation in a porous*

region bounded by a cold vertical surface. ASME J. Heat Transfer, vol. 114, p. 1011-1018, 1992.

COSTA, C. A. S. ; MIRANDA, V., MANTELLI, M. B. H., DA SILVA, A. K., MODENESI, C. R., FURLAN, L. T. ***Experimental study of flexible, unstructured metal foams as condensation structures***. Experimental Thermal and Fluid Science, v. 1, p. 01, 2014.

CROFT, T. ***Steam-engine principles and practice***. 1. ed. New York: McGraw-Hill, 1922.

CZUBINSKI, F. F., **Condensação em Superfícies expostas a fluxo de vapor de água ascendente na presença de gases não condensáveis**. Dissertação (Mestrado em Engenharia Mecânica) - Universidade Federal de Santa Catarina, 2011.

CZUBINSKI, F. F., MANTELLI, M. B. H., PASSOS, J. C. ***Condensation on downward-facing surfaces subjected to upstream flow of air vapor mixture***. Experimental Thermal and Fluid Science, v. 47, p. 90-97, 2013.

DEHBI, A. A., ***The effects of noncondensable gases on steam condensation under turbulent natural convection conditions***. Thesis of doctor philosophy, Massachusetts Institute of Technology, 1991.

DOSSAT, R. J. **Princípios de refrigeração**. 1. ed. São Paulo: Hemus, 2004.

DULLIEN, F. A. L. ***Porous media: Fluid transport and pore structure***. Academic Press, EUA, 1992.

EUCKEN, A. ***Naturwissenschaften***, vol. 25, p. 209, 1937.

F-CHART SOFTWARE. ***EES engineering equation solver: overview***. Disponível em: <<http://www.fchart.com/ees/>>. Acesso em 13 jan 2015.

FERRAZ, F. **Torres de resfriamento**. Documento técnico, 2008.

FURLAN, L. T. ; MANTELLI, M. B. H.; MODENESI, C. R. Torre de Resfriamento, 2014, Patente: Privilégio de Inovação. Número do registro: BR1020140272763, data de depósito: 31/10/2014, título:

"TORRE DE RESFRIAMENTO" , Instituição de registro: INPI - Instituto Nacional da Propriedade Industrial.

FURTADO, M. **Reuso de água:** refinarias da Petrobrás mantêm planos para reaproveitar efluentes em caldeiras e torres de resfriamento. Química e Derivados, Agência Petrobrás, 2013.

GANGULI, A., *et al.* **Theoretical modeling of condensation of steam outside different vertical geometries (tube, flat plates) in the presence of noncondensable gases like air and helium.** *Nuclear Engineering and Design*, 2008, n. 238, p. 2328-2340.

GONÇALVES, A., SOUSA, A. **Fundamentos de metrologia científica e industrial.** Barueri: Manole Ltda, 2008.

GONÇALVES, L. JR. **Cálculo de incertezas de medições.** Notas de aula, UNESP, 2013.

GROLL, M. **Heat pipe science & technology.** Apresentação de curso de curta duração, Florianópolis, 2014.

HENSLEY, J. C. **Cooling tower fundamentals.** 2.ed. Kansas: Marley Cooling Tower Company, 2009.

HYLAND, R. W., WEXLER, A. **Formulations of thermodynamic properties of the saturated phases of H₂O from 173,15 K to 473,15 K.** *ASHRAE Transactions* 89(2A), 1983.

INCROPERA, F. P., DEWITT, D. P., BERGMAN, T. L., LAVINE, A. S. **Fundamentos de transferência de calor e de massa.** 6. ed. Rio de Janeiro: LTC, 2008.

INTERNATIONAL CORRESPONDENCE SCHOOLS. **A textbook on steam engineering.** 1. ed. Scranton: International Textbook Co., 1902.

JACOB, M. **Mech. Eng.**, vol. 58, p. 729, 1936.

KAST, W. **Heat transfer during dropwise condensation (in German).** *Chem.-Ing. Tech.*, vol. 35, p. 163-168, 1963.

KONDEPUDI, D., PRIGOGINE, I. **Modern thermodynamics: from**

heat engines to dissipative structures. 1. ed. Baffins Lane: John Wiley & Sons Ltd, 1998.

KUEHN, T. H., RAMSEY, J. W., THRELKELD, J. L. ***Thermal environmental engineering***. 3. ed. Upper Saddle River: Prentice-Hall, 1998.

LI, J. D., SARAIREH, M., THORPE, G. ***Condensation of vapor in the presence of non-condensable gas in condensers***. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 2011, v. 54, p. 4078-4089.

MA, X., CHEN, J., XU, D., LIN, J., REN, C., LONG, Z. ***Influence of processing conditions of polymer film on dropwise condensation heat transfer***. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 2001, V.45.

MA, X. H., *et al.* ***Condensation heat transfer enhancement in the presence of non-condensable gas using the interfacial effect of dropwise condensation***. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 2007, v.51, n.7-8.

MACLAINE-CROSS, I.L., BANKS, P.J. ***A general theory of wet surface heat exchangers and its application to regenerative cooling***. *ASME J Heat Transfer*, vol. 103, p. 579-585, 1981.

MANTELLI, M. B. H. **Tubos de calor e termossifões**. Notas de aula, Universidade Federal de Santa Catarina, 2012.

MANTELLI, M. B. H., COSTA, C. A. S., MILANEZ, F. H., Nueremberg, C., SANTOS, J. B., BORGES, T. P. S., MIRANDA, V. **Relatório relativo à primeira fase - convênio HIDRITER II - desenvolvimento tecnológico no projeto Hidriter**. Departamento de Engenharia Mecânica, UFSC, 2012.

MARSEILLE, T.J., SCHLIESING, J.S., BELL, D.M., JOHNSON, B.M. ***Extending cooling tower thermal performance prediction using a liquid-side film resistance model***. *Heat Transfer Eng.*, vol. 12, p. 19-30, 1991.

MARTINS, A. A. A. **Fenômenos de transporte em meios porosos - escoamento monofásico e transporte de massa**. Dissertação de Doutorado em Engenharia Química, Universidade do Porto, Porto, 2006.

McCORMICK, J. L., BAER, E. *On the mechanism of heat transfer in dropwise condensation*. j. Colloid Sci., vol. 18, p. 208-216, 1963.

MERKEL, F. *Verduftungskuhlung*. Forschungsarbeiten, 1925, nº 275.

MONTGOMERY, D. C. *Design and analysis of experiments*, 4rd ed. John Wiley and Sons, New York, 1997.

MORVAY, Z. K., GVOZDENAC, D. D. *Applied industrial energy and environmental management*. New Jersey: John Wiley & Sons, 2012.

NIELD, D. A., BEJAN, A. *Convection in porous media*. New York. Springer, 2006.

OLIVEIRA, R. S. **Propriedade de escala no escoamento de fluido em meio poroso modelado por empacotamento Apoliano**. Dissertação de Mestrado em Física - Universidade Federal da Bahia, Salvador, 2009.

PABÓN, N. Y. L. **Método para aletamento de tubos**. Florianópolis, Laboratório de Tubos de Calor - Universidade Federal de Santa Catarina, out. - nov. 2014. Consulta técnica a João Carlos Pozzobon.

POMBO, F. R. **Gestão da demanda de água na indústria de refino de petróleo: desafios e oportunidades de racionalização**. Tese de Doutorado em Planejamento Energético - Universidade Federal do Rio de Janeiro, Rio de Janeiro, 2011.

SENTELAS, P. C., ANGELOCCI, L. R. Meteorologia agrícola. Notas de aula, Universidade de São Paulo, 2009.

SILVER, R. S. *An approach to a general theory of surface condensers*. Proc. Inst. Mech. Eng., vol. 178, p. 339-376, 1964.

STEPHAN. K. *Heat transfer in condensation and boiling*. 1.ed. New York: Springer-Verlag Berlin Heidelberg, 1992.

TELES, S. V. **Estudo de um sistema de condensação utilizando tubos de calor em torres de destilação de petróleo**. Dissertação (Mestrado em Mestrado em Engenharia Mecânica) - Universidade Federal de Santa Catarina, 2010.

THERLKELD, J. L. *Thermal environmental engineering*. 2. ed. Englewood Cliffs: Prentice-Hall, 1970.

THOMAS, H., KUEHN J. W . R., THRELKELD, J. L. *Thermal environmental engineering*. New Jersey: Prentice-Hall Inc., 1998.

UMUR, A., GRIFFITH, P. *Mechanism of dropwise condensation*. *J. Heat Transfer*, vol. 87, p. 275-282, 1965.

U.S. DEPARTMENT OF ENERGY. *Cooling towers: understanding key components of cooling towers and how to improve water efficiency*. *Federal Energy Management Program*, 2011.

VAFAI, K. SAKAR, S. *Condensation effects in a fibrous insulation slab*. *Asme J. Heat Transfer*, vol. 108, p. 667-675, 1986.

VAFAI, K. SAKAR, S. *Heat and mass transfer in partial enclosures*. *AIAA J. Thermophys. Heat Transfer*, vol. 1, p. 253-259, 1987.

VAFAI, K., WHITAKER, S. *Simultaneous heat and mass transfer accompanied by phase change in porous insulation*. *ASME J. Heat Transfer*, vol. 108, p. 132-140, 1986.

APÊNDICE A - CODIGO COMPUTACIONAL DO MODELO DE CONDENSAÇÃO DE NUSSOLT

Com base no modelo de condensação em filme sobre uma placa vertical proposto por Nusselt, seção 2.3.1 deste trabalho, foi implementado um código computacional desenvolvido em linguagem de programação Engineering Equation Solver™, o qual é apresentado a seguir:

"Modelo de Nusselt"

"-----Condições de Contorno-----"

"Fluido"

P=101325 "Pressão atmosférica"

T_sat=T_sat(Water;P=P) "Temperatura de saturação"

T_w= (21+273,15) "Adotado na bancada antiga (relatório 01/04/13) - temperatura ambiente 22~25"

T_med= ((T_sat + T_w)/2) "Temperatura média do líquido"

rho_v=Density(Water;x=1;P=P) "Densidade do vapor saturado"

rho_l=Density(Water;T=T_med;P=P) "Densidade do líquido a temperatura média"

DELTAh_vap=Enthalpy_vaporization(Water;T=T_sat) "Calor latente de vaporização"

mu=Viscosity(Water;T=T_med;P=P)

k=Conductivity(Water;T=T_med;P=P)

ni=mu/rho_l "viscosidade cinemática"

cp=Cp(Water;T=T_med;P=P)

Pr=Prandtl(Acetone;T=T_med;P=P)

"Tubo"

L= 0,485 "comprimento do tubo"

D=9,525*10⁽⁻³⁾ " diâmetro do tubo"

"Gerais"

g=9,81 "gravidade"

"-----Análise-----"

$h_{fg} = \Delta h_{vap} + 0,68 \cdot c_p \cdot (T_{sat} - T_w)$ "Calor latente de vaporização modificado"

"Reynolds para laminar"

$Re_l = 3,78 \cdot ((k \cdot L \cdot (T_{sat} - T_w)) / (\mu \cdot h_{fg} \cdot ((\rho^2 / g)^{1/3})))^{3/4}$

"Reynolds para ondulado laminar"

$Re_o = (((3,70 \cdot k \cdot L \cdot (T_{sat} - T_w)) / (\mu \cdot h_{fg} \cdot ((\rho^2 / g)^{1/3}))) + 4,8)^{0,82}$

"Reynolds para turbulento"

$Re_t = (((0,069 \cdot k \cdot L \cdot (T_{sat} - T_w)) / (\mu \cdot h_{fg} \cdot ((\rho^2 / g)^{1/3}))) \cdot Pr^{0,5} - (151 \cdot Pr^{0,5} + 253)^{4/3})$

"Coeficiente médio da transferência de calor"

"escoamento laminar"

$h_l = 0,943 \cdot ((g \cdot \rho_l \cdot (\rho_l - \rho_v) \cdot h_{fg} \cdot (k^3)) / (\mu \cdot (T_{sat} - T_w) \cdot L))^{1/4}$

"escoamento ondulado laminar"

$h_o = (Re_o \cdot k) / (1,08 \cdot Re_o^{1,22-5,2}) \cdot (g / \rho^2)^{1/3}$

"escoamento turbulento"

$h_t = ((Re_t \cdot k) / (8750 + 58 \cdot Pr^{(-0,5)} \cdot (Re_t^{(0,75)} - 253))) \cdot (g / \rho^2)^{1/3}$

"Taxa de transferência de calor"

$Q_l = h_l \cdot N_{tubos} \cdot \pi \cdot D \cdot L \cdot (T_{sat} - T_w)$ "Taxa para escoamento laminar"

$Q_o = h_o \cdot N_{tubos} \cdot \pi \cdot D \cdot L \cdot (T_{sat} - T_w)$ "Taxa para escoamento ondulado laminar"

$Q_t = h_t \cdot N_{tubos} \cdot \pi \cdot D \cdot L \cdot (T_{sat} - T_w)$ "Taxa para escoamento turbulento"

"Taxa de condensação do vapor"

$m_l = Q_l / h_{fg}$ "Taxa para escoamento laminar"

$m_o = Q_o / h_{fg}$ "Taxa para escoamento ondulado laminar"

$m_t = Q_t / h_{fg}$ "Taxa para escoamento laminar"